

VŠB-Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Pásový dopravník pro úpravnu uhlí
Belt conveyor for coal preparation plant

Student:

Bc. Tomáš Číhal

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jan Nečas, Ph.D.

Ostrava, 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Číhal**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem

Téma: **Pásový dopravník pro úpravnu uhlí**
Belt Conveyor for Coal Preparation Plant

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte řešerši z oblasti novinek v dané oblasti dopravy a manipulace.
2. Technologické schéma dopravní linky.
3. Konstrukční návrh řešení.
4. Potřebné technologické a pevnostní výpočty, technický popis.

Seznam doporučené odborné literatury:

ZEGZULKA, J.: Mechanika sypkých hmot, laboratoř sypkých hmot, Ostrava: VŠB-TUO, 2004
JASÁŇ, V.: Teória a stavba dopravníkov. Košice: TU Košice, ALFA Bratislava, 1984.
PEŠAT, Z.: Manipulace v hutích, Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1992.
FIALA, J.: Strojnické tabulky, Praha: SNTL Praha, 1989.
Firemní literatura a potřebné normy.
Metody měření a vyhodnocování naměřených vzorků Laboratoře sypkých hmot, VŠB – TU Ostrava.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Nečas, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 23.5.2011

.....
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.

- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).

- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.

- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.

- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.

- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB -TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě.....23.5.2011


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Tomáš Číhal

Adresa trvalého pobytu autora práce:

gen. Píky 2898/28

702 00 Ostrava

Poděkování:

Děkuji mému vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Nečasovi, Ph.D. za odborné rady, které jsem použil při vypracování této práce. Dále děkuji své rodině za podporu při studiu na vysoké škole.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Tomáš Číhal: Pásový dopravník pro úpravnu uhlí

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Nečas, Ph.D.

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh pásového dopravníku pro úpravnu uhlí na vzdálenost 320 metrů a převýšení 45 metrů. První část obsahuje popis hlavních částí pásového dopravníku a volbu napínací stanice. V další fázi je práce zaměřena na výpočtovou část, převážně dle normy ČSN ISO 5048, určení hlavních rozměrů, návrh pohonu a prodloužení pásu v různých režimech provozu. V práci je také provedena pevnostní kontrola napínacího bubnu a hřídele.

Výsledkem diplomové práce je konstrukce dopravníku a jeho napínací stanice.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Bc. Tomáš Číhal: Belt conveyor for coal preparation plant

The thesis leader: Ing. Jan Nečas, Ph.D.

The purpose of this master thesis is the construction design of belt conveyor for coal preparation plant at a distance of 320 meters and elevation 45 meters. The first part describes the main parts of the conveyor and the choice of stretching stations. In the next stage of work focused on computational part, mainly according to ČSN ISO 5048, identifying the main dimensions, the drive belt and extension in different modes of operation. The work is also done strength tension control tension reel and shaft.

The result of the master thesis is the construction of the conveyor and stretching stations.

Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratek	9
1 Úvod	12
2 Pásové dopravníky	13
2.1 Použití pásových dopravníků	13
2.2 Typy pásových dopravníků	14
2.2 Konstrukce pásových dopravníků	14
2.3 Hlavní části pásového dopravníku	15
2.4 Technický popis pásového dopravníku jako celku	16
2.4 Technický popis pásového dopravníku – jeho hl. části	17
2.4.1 Poháněcí stanice	17
2.4.2 Nosná konstrukce	18
2.4.3 Napínací stanice	18
2.4.4 Dopravní pás	18
2.4.5 Vratná stanice	19
2.4.6 Shrnovací zařízení	19
2.4.7 Stěrač dopravního pásu	20
2.5 Ovládání a chod dopravníku	22
2.6 Bezpečnostní prvky	23
3 Napínání pásového dopravníku	24
3.1 Napínací zařízení	24
3.1.1 Závažové napínací zařízení NZZ	25
3.1.2 Napínací zařízení NZP	25
3.1.3 Napínací zařízení NZEH	26
3.2 Volba varianty	26
3.2.1 Varianta 1	27
3.2.2 Varianta 2	27
3.2.3 Varianta 3	28
3.2.4 Varianta 4	28
3.2.5 Volba varianty řešení	29
4 Výpočet základních parametrů pásového dopravníku	30
4.1 Rychlost pásu v [m/s]	30
4.2 Požadovaný průřez náplně pásu S_p [m ²]	30
4.3 Šířka dopravního pásu B [m] a výpočet náplně pásu S [m ²]	30
4.4 Měrná hmotnost dopravovaného materiálu	32
4.5 Volba pásu	32
4.5.1 Měrná hmotnost dopravního pásu	32
4.6 Výpočet válečků	33
4.6.1 Měrná hmotnost rotujících částí válečků horní větve	33
4.6.2 Měrná hmotnost rotujících částí válečků dolní větve	33
4.6.3 Měrná hmotnost rotujících částí válečků	33
4.7 Obvodová síla na poháněcím bubnu	34
4.8 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku	35
4.9 Volba poháněcí stanice	36
4.9.1 Volba elektromotoru	36
4.9.2 Volba bubnu podle šířky pásu	36
4.9.3 Volba převodovky s i_{ps}	37
4.9.4 Volba spojky s i_{ps}	37
4.10 Kontrola pohonu dopravníku na rozběh	38
4.11 Kontrola dopravovaného množství	38

4.12	Kontrola brzdy	39
4.13	Volba brzdy.....	40
4.14	Tahy v dopravním pásu F_0 , F_R	40
4.15	Velikost napínací síly F_Z	41
4.16	Skutečné tahy v dopravním pásu	41
4.17	Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem	41
4.18	Kontrola dopravního pásu.....	41
5	Výpočet tahů v páse graficko-početní metodou	42
5.1	Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku	43
5.2	Přenos tažné síly třením	44
5.3	Dovolený průvěs horní větve	44
5.4	Dovolený průvěs spodní větve.....	44
6	Výpočet prodloužení pásu	46
6.1	Prodloužení při plně zatíženém stavu	46
6.1.1	Velikost celkové zatěžující plochy.....	46
6.1.2	Prodloužení pásu z Hookova zákona	46
6.1.3	Velikost klidové zatěžující plochy	46
6.1.4	Výsledné prodloužení pásu	47
6.2	Výpočet prodloužení při brzdění	47
6.2.1	Dynamická síla v horní větvi	47
6.2.2	Dynamická síla v horní větvi	47
6.2.3	Velikost obvodové síly.....	47
6.2.4	Výpočet tahů v dopravním páse při brzdění	48
6.2.5	Velikost celkové zatěžující plochy.....	49
6.2.6	Výsledné prodloužení pásu	50
6.3	Prodloužení při chodu naprázdno	50
6.3.1	Výpočet tahů v dopravním páse při chodu naprázdno	50
6.3.2	Velikost celkové zatěžující plochy.....	52
6.3.3	Výsledné prodloužení pásu	52
6.4	Zakreslení prodloužení pásu do grafu.....	53
7	Pevnostní kontrola svislé napínací části (věže).....	54
7.1	Výpočet sil v jednotlivých styčnicích	54
8	Pevnostní výpočet napínacího bubnu a volba lana	59
8.1	Pevnostní výpočet napínacího bubnu	59
8.1.1	Kontrola napínacího bubnu na ohyb	59
8.1.2	Kontrola hřídele napínacího bubnu na ohyb	61
8.2	Výpočet a volba napínacího lana.....	62
9	Technologický popis	63
10	Závěr	65
	Seznam použité literatury	66
	Seznam příloh.....	67

Seznam použitých symbolů a zkratek

L	Délka dopravníku	[m]
H	Výška dopravníku	[m]
B	Šířka dopravního pásu	[m]
D_v	Průměr horního a dolního válečku	[m]
d_{min}	Minimální průměr lana	[m]
F_B	Odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu	[N]
F_{DOV}	Maximální dovolená síla	[N]
F_c	Odstředivá síla	[N]
$F_{\check{c}}$	Odpor čističe pásu	[N]
F_N	Nabíhající síla	[N]
F_{NS}	Skutečná nabíhající síla	[N]
F_n	Normálová síla	[N]
F_O	Odbíhající síla	[N]
F_{OS}	Skutečná odbíhající síla	[N]
F_p	Přídavné a vedlejší odpory dopravníku	[N]
F_{Dh}	Dynamická síla v horní větvi	[N]
F_{Ds}	Dynamická síla ve spodní větvi	[N]
F_Z	Napínací síla	[N]
p	Měrný tlak	[MPa]
T_{mins}	Dovolený průvěs spodní větve	[N]
T_{minh}	Dovolený průvěs horní větve	[N]
F_1	Síla potřebná pro překonání pohybových odporů dop.	[N]
F_2	Síla potřebná k překonání dopravní výšky	[N]
F_{N12}	Odpor setrvačných sil v místě nakládání	[N]
P	Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku	[kW]
k_b	Součinitel součinnosti	[-]
η	Účinnost poháněcí stanice	[-]
η_{max}	Max. účinnost poháněcí stanice	[-]
μ_c	Maximální účinnost poháněcí stanice	[-]
G	Tíhová síla	[N]
S_p	Požadovaný průřez náplně pásu	[m ²]

Q	Zvolený dopravní výkon	$[t.h^{-1}]$
P_M	Jmenovitý výkon elektromotoru	$[kW]$
n_M	Otáčky elektromotoru	$[min^{-1}]$
J_M	Moment setrvačnosti motoru	$[kg.m^{-2}]$
M_M	Jmenovitý moment motoru	$[N.m]$
M_{SM}	Moment od zatížení dopravníku redukovaný na hřídel motoru	$[N.m]$
M_N	Moment elektromotoru	$[N.m]$
M_{DM}	Dyn. moment od zpoždování posuvných a rotačních hmot	$[N.m]$
M_{B1}	Brzdny moment potřebný k zastavení dopravníku	$[N.m]$
J_B	Moment setrvačnosti	$[kg.m^{-2}]$
J_{S1}	Moment setrvačnosti spojky mezi motorem a převodovkou	$[kg.m^{-2}]$
J_{S2}	Moment setrvačnosti spojky mezi převodovkou a bubnem	$[kg.m^{-2}]$
i_S	Převodový poměr	$[-]$
n_B	Počet brzd	$[-]$
k_B	Součinitel bezpečnosti brzdy	$[-]$
f_w	Měrný pohybový odpor	$[-]$
g	Tíhové zrychlení	$[m.s^{-2}]$
k_p	Koeficient bezpečnosti pro pás	$[-]$
k_s	Statický koeficient bezpečnosti	$[-]$
k_φ	Koeficient plnění	$[-]$
k_o	Koeficient bezpečnosti v ohybu	$[-]$
k	Součinitel bezpečnosti pro lana	$[-]$
m_p	Měrná hmotnost dopravního pásu	$[kg.m^{-1}]$
m_{vs}	Měrná hmotnost rotujících částí válečků dolní větve	$[kg.m^{-1}]$
m_{rvs}	Hmotnost rotujících válečků dolní větve	$[kg]$
m_v	Měrná hmotnost rotujících částí válečků	$[kg.m^{-1}]$
m_{vh}	Měrná hmotnost rotujících částí válečků horní větve	$[kg.m^{-1}]$
m_{rvh}	Hmotnost rotujících válečků horní větve	$[kg]$
n_ξ	Počet čističů pásu	$[-]$
n_B	Počet nepoháněných bubnů	$[-]$
n_{vd}	Počet válečků v dolní stolici	$[-]$
n_{vh}	Počet válečků v horní stolici	$[-]$
m_q	Měrná hmotnost dopravovaného materiálu	$[kg.m^{-2}]$
t_s	Rozteč dolních válečkových stolic	$[m]$

t_h	Rozteč horních válečkových stolic	[m]
v	Dopravní rychlost	[m.s ⁻¹]
v_0	Rychlost, kterou se pohybuje materiál podél shrnovače	[m.s ⁻¹]
t_B	Doba rozběhu (brzdění) dopravníku	[s]
t_1	Čas, za který těžiště vrstvy proběhne dráhu l'	[s]
k_S	Koeficient bezpečnosti	[-]
μ	Účinnost opásání	[-]
α_G	Geometrický úhel opásání	[rad]
Ψ_{dyn}	Dynamický sypný úhel	[°]
λ_v	Úhel sklonu bočních válečků	[°]
L_3	délka středního válečku	[m]
ρ_s	Sypná hmotnost	[kg.m ⁻³]
ε	Úhel sklonu dopravníku	[°]
μ	Součinitel tření mezi bubnem a pásem	[-]
U	Zatěžující plocha	[N.m]
H	Síly ve styčnicích	[N]
P	Síly ve styčnicích	[N]
q	Velikost spojitého namáhání	[N/m]
$F_{RA,B}$	Reakční síly	[N]
W_o	Modul průřezu v ohybu	[m ³]
σ_o	Napětí v ohybu	[MPa]

1 Úvod

Hospodářský význam dopravy

Doprava surovin a materiálů ve strojírenství, energetice, hutnictví, stavebnictví a při těžbě uhlí, rud jako i v dalších odvětvích průmyslu představuje významný národohospodářský faktor. Náklady na přepravu dosahují ve většině případů hodnoty 15 až 20% z celkových nákladů výroby. Doprava je určujícím faktorem celé dispozice při koncepčním projekčním řešení strojařských, hutnických, energetických i ostatních odvětvích. Za nejlepší je vždy nutno považovat v daných podmínkách takovou, která umožňuje nejhospodárnější dopravu potřebných surovin a polovýrobků na místo určení v požadovaném čase.

Pro vnitroobjektovou i mimoobjektovou dopravu, při plynulých výrobních chodech ve strojírenství, energetice, chemii, stavebnictví jako i v dalších odvětvích průmyslové výroby se skoro všude pro vodorovný, stoupající i kombinovaný směr dopravy používají dopravníky s plynulou dopravou. Tady se jejich použití formuluje tak, že se mají použít všude tam, kde vznikají větší množství materiálů, které se mají přepravovat plynule, z jednoho objektu či operace do druhého objektu a materiál má vyhovující vlastnosti pro podání na dopravní prostředek.

Doprava materiálu mezi místem výroby a spotřeby se děje prostředky veřejné dopravy.

Dobře organizovaná doprava musí pracovat rychle, spolehlivě, přesně a co nejhospodárněji. Ke splnění těchto podmínek je třeba zachovat tyto základní pravidla:

- počet dopravních operací má být co nejmenší
- délku přepravy je třeba zkrátit na nejmenší míru vhodným umístěním strojů
- použité dopravní prostředky musí zajistit nejen rychlé a vyhovující přepravení, ale i vhodné napojení mechanizačních a automatizačních zařízení na následující výrobní proces

[3]

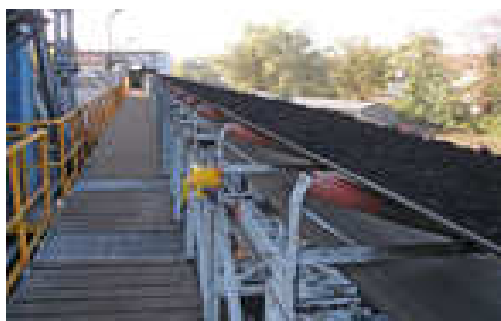
2 Pásové dopravníky

Pásové dopravníky jsou určeny k dopravě sypkých, kusových a vláknitých materiálů. Konstrukce dopravníků umožňuje jejich použití v různých odvětvích průmyslu a zemědělství.

Pásové dopravníky jsou konstruovány přímo pro danou potřebu organizace a jejich použití pro jiný účel např.(dopravu jiného druhu materiálu), je nutné konzultovat s výrobcem.



Obr. 1 : Pásový dopravník pro vodorovnou dopravu [firma VVV MOST]



Obr. 2 : Pásový dopravník pro úklonnou dopravu [firma VVV MOST]

2.1 Použití pásových dopravníků

Vzhledem k účelu použití se pásové dopravníky rozdělují na:

- stabilní (pevně instalované na jednom místě)
- pojízdné (na kolečkách nebo na samohybném podvozku)
- přemístitelné (vyrobené z lehké samonosné konstrukce, resp. hliníku); usnadňují manipulaci a umožňují umístění i v méně dostupných terénech při zachování potřebného přepravního výkonu

Pásové dopravníky se mohou používat jak v exteriéru, tak v interiéru dle konstrukce dopravníku.

2.2 Typy pásových dopravníků

Jednotlivé druhy (typy) vyráběných pásových dopravníků:

- pásový dopravník s kluznou plochou
- pásový dopravník plnonosníkové konstrukce
- pásový dopravník jackelové příhradové konstrukce
- pásový dopravník trubkové příhradové konstrukce
- pásový dopravník s mostním polem a jedno nebo oboustrannou obslužnou lávkou

Všechny typy pásových dopravníků jsou konstruovány a vyráběny s ohledem na požadavky bezpečnosti práce, tudíž je jejich použití pro daný účel bezpečné.

2.2 Konstrukce pásových dopravníků

Pásové dopravníky se skládají z:

- kovové konstrukce (kostry)
 - dopravního pásu
 - nosné části, která spojuje kostru s dopravním pásem (kluzný plech, válečky nebo kolečka ve stolicích)
 - hnacího a koncového bubnu
 - pohonné jednotky (elektromotoru, převodovky, hnacích bubnů)
 - napínací jednotky (šroubové, tíhové, napínacího vozíku)
 - příslušenství a doplňků, které slouží k zabezpečení spolehlivého chodu a optimalizaci provozních vlastností dopravníků:
- ♦ násypky, boční vedení – ukládají materiál na přepravní pás
 - ♦ boční vedení, strážní válečky – umísťují a stabilizují přepravní pás

- ♦ pevné podpěrné konstrukce, pohyblivé podvozky, zařízení na výškovou přestavitelnost, změnu rychlosti a směru pohybu dopravního pásu – zjednodušují umístění a manipulaci s pásovým dopravníkem
- ♦ krytování, stěrače pásu – chrání přepravovaný materiál a zařízení před nepříznivými vlivy prostředí
- ♦ obslužné lávky a zábradlí, kontrolní stanoviště se schody – usnadňují obsluhu a údržbu dopravníků a jejich komponentů
- ♦ výsyvky, otočné rozmisťovače – optimalizují výsyp a rozmístění materiálu z dopravního pásu
- ♦ lankové vypínače, optické senzory pro autostop, průběžné měřiče váhy, vlhkosti a jiných fyzikálních vlastností – umožňují ochranu a měření určitých fyzikálních vlastností

2.3 Hlavní části pásového dopravníku

- poháněcí stanice včetně příslušenství
- nosná konstrukce s podpěrnými válečky horní a spodní větve
- napínací stanice
- dopravní pás
- vratná stanice
- shrnovací zařízení
- stěrač dopravního pásu
- bezpečnostní zařízení

Pro návrh vhodného transportního systému jsou důležité tyto údaje:

- druh přepravovaného materiálu a jeho fyzikální vlastnosti
- délka transportu a jeho sklon, resp. výškový rozdíl
- požadovaný přepravní výkon (např. t/hod.)
- pracovní prostředí a prostorová omezení

2.4 Technický popis pásového dopravníku jako celku

Pásový dopravník je tvořen základní nosnou konstrukcí (viz. jednotlivé druhy), která je umístěna mezi objekty, případně na podpěrách. Vzdálenost mezi podpěrami je dána konstrukcí pásového dopravníku.

Na jednom konci základní konstrukce je umístěna hnací stanice s hnacím válcem uloženým v ložiskových tělesech. Válec je opatřen elektropřevodovkou (případně se používá převodovka-spojka-motor nebo hydropohon), možno použít i elektroválec (elektrobuben).

Na druhém konci je umístěna vratná stanice s vratným válcem, uloženým rovněž v ložiskových tělesech, případně má válec ložiska uvnitř těla.

Při délkách kratších než cca 30 m se používá na vratné stanici tzv. napínání šroubem, sloužící pro napnutí dopravního pásu (kurty). U délek nad 30 m se přistupuje ke gravitačnímu napínání, tzv. napínání smyčkou, umístěné pod konstrukcí dopravníku (mostním polem), osazené bezpečnostní klecí.

Na rám mezi hnací a vratnou stanicí se montují pražce osazené válečky pro vedení dopravního pásu (kurty) v horní větvi a na spodní část konstrukce se montují držáky se spodními válečky pro spodní větev.

Pro lepší opásání dopravního pásu (kurty) na hnacím válci se používají převáděcí válce, případně se používá pogumování hnacího válce, aby nedocházelo při záběru k jeho prokluzování.

Proti vybočení dopravního pásu do stran se používají strážní kladky, strážní válečky umístěné po obou stranách pásového dopravníku ve vzdálenosti max. 18 m od sebe. Strážní kladky mají své držáky namontované ke konstrukci pásového dopravníku. Všechny rotující části pásového dopravníku (vyjma válečků) jsou opatřeny kryty tak, aby bylo znemožněno přístupu za chodu dopravníku.

Pásový dopravník je možno osadit násypkou pro vstup materiálu, případně výsypkou (skluzem), pro jeho odvod.

V návaznosti na násypku je možno pásový dopravník opatřit bočním vedením v požadované délce a v požadované výšce bočního vedení. Celý pásový dopravník je možné dle přání zákazníka také zakrytovat.

Proti nežádoucímu znečištění dopravního pásu se používají stěrače na odstranění nalepeného materiálu. Na hnací válec se používá čelní, segmentový nebo pákový stěrač. Na vratný válec se proti nalepení materiálu používá šípový stěrač. Pro pásové dopravníky s úhlem sklonu 18° se používá hladký profil dopravního pásu.

Pro pásové dopravníky s úhlem sklonu vyšším než 18° se používají dopravní pásy s unášecí, zabraňující sesuvu materiálu zpět. Pro zajištění bezpečného provozu a podle požadavků zákazníka jsou pásové dopravníky osazeny bezpečnostními prvky, jako jsou lanková vypínání, stop tlačítka, hlídače otáček atd.

[8]

2.4 Technický popis pásového dopravníku – jeho hl. části

2.4.1 Poháněcí stanice

Poháněcí stanice je tvořena motorem, převodovou skříní, spojkou mezi nimi, poháněcím bubnem a případně výložníkovým ramenem s výsypným bubnem.

Motory poháněcích stanic jsou nejčastěji elektrické. Na plynujících dolech se používají elektromotory v nevýbušném provedení nebo vzduchové motory.

Spojky mezi motorem a převodovkou jsou buď pružné (u jednobubnových pohonů do výkonu 30 kW), nebo hydraulické rozběhové, které u dvoububnových pohonů vyrovnávají prokluzem obvodové rychlosti hnacích bubnů.



Obr. 3 : Poháněcí stanice [firma TRANSYS]

2.4.2 Nosná konstrukce

Nosná konstrukce bývá většinou buď z pevných dílů vytvořených z profilové oceli, případně z trubek, nebo u pásových dopravníků lehké konstrukce z ocelových lan s příslušnou podpěrnou konstrukcí. Nosná konstrukce může být buď volně položena na počvu důlního díla, nebo zavěšena na jeho výstuži.

U stabilních dopravníků na hlavních dopravních trasách bývá konstrukce uchycena v betonových patkách a zvednuta do takové výše, aby se umožnilo čištění pod dopravníkem.

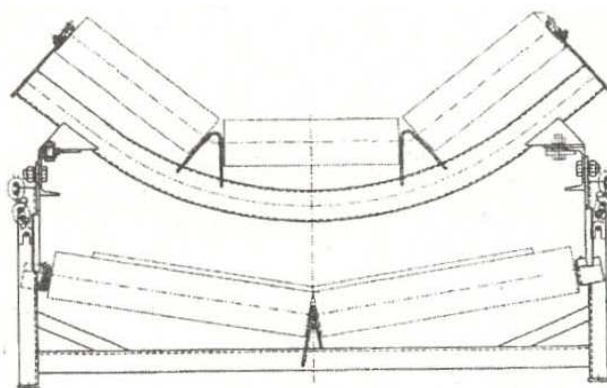
2.4.3 Napínací stanice

Dopravník musí být vybaven ústrojím pro napínání, jenž plní dva úkoly. Vytváří v pásu předpětí, které v různých fázích provozu pásu umožňuje jeho unášení poháněcím bubnem. Vyrovnává prodloužení pásu vyplývající z trvalé deformace v průběhu provozu.

Je řešeno dvěma šrouby, pro každý ložiskový domek jeden. Napínán je vratný buben, který není poháněn.

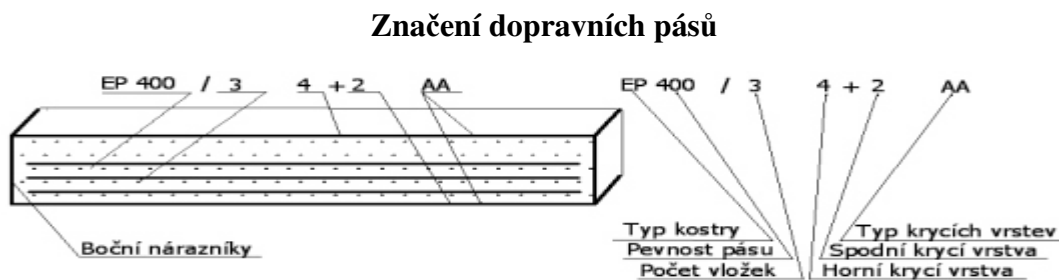
2.4.4 Dopravní pás

Dopravní pás je v horní i spodní větvi (u normálního dopravníku) veden válečky, které jsou uloženy ve válečkových stolicích a umožňují pásu vytvořit koryto pro dopravu materiálu. Nejčastěji se používá tři válečky pro horní dopravní část a jednoho nebo dvou válečků pro zpětnou spodní část.



Obr. 4 : Příklad uspořádání válečků horní a spodní větve

Dopravní pás se skládá z textilní kostry (bavlna nebo umělá vlákna) a z krycích vrstev ze syntetické gumy. Přidáním neoprenu, hypolonu a podobných materiálů lze vytvořit nehořlavé PVC dopravní pásy.



Obr. 5 : Značení dopravních pásů

2.4.5 Vratná stanice

Je konečným článkem dopravníku na vratném konci. Vratný buben mění směr pohybu pásu. Je uložen v jednoduché konstrukci na valivých ložiskách a většinou se dá střídit pomocí stavěcích šroubů. Vratná stanice musí být vybavena čističem pásu ve vratné větvi před náběhem pásu na buben. U kratších dopravníků se vratné stanice využívá k napínání pásu, např. právě pomocí zmíněných stavěcích šroubů.

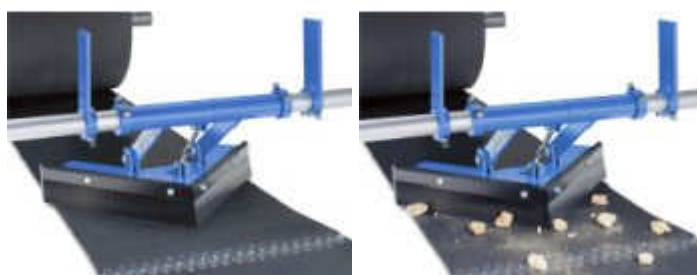
2.4.6 Shrnovací zařízení

Shrnovače jsou jedno nebo oboustranné. Jsou lokalizovány na jedno místo pásového dopravníku a dle potřeby jich může být na trati několik. Do nepracovní polohy se zvedají pomocí pneumatických nebo hydraulických přímočarých motorů. Používají se např. na dopravnících zauhlovací služby na elektrárnách.

Potřebujeme-li odvádět materiál po celé délce pásového dopravníku např. na havarijní nebo homogenizační skládce, musí se použít shazovací vůz.



Obr. 6 : Shrnovač jednostranný



Obr. 7 : Shrnovač oboustranný (šípový) [oba firma ME Systems]

2.4.7 Stěrač dopravního pásu

Stěrače dopravních pásů se používají ke stírání sypkých a lepivých převážených materiálů. Zabezpečují intenzivní čištění dopravníku při nízkých provozních nákladech.

Stěrače se rozdělují na: a) spodní stěrače

b) čelní stěrače

c) několikanásobný stírací systém

a) Spodní stěrače

Tento typ je nejlépe vhodný ke stírání materiálu na spodní větvi pásového dopravníku v místě kde dopravní pás opouští hnací válec. Díky tomuto umístění výměnný stírací břit dokonale kopíruje dopravní pás a tím dochází k ideálnímu setření nalepeného materiálu. Výměnná stírací lišta se dodává v celku, což zamezuje zbytečným únikům materiálu jako například u segmentových stěračů.



Obr. 8 : Spodní stěrač [ME Systems, s.r.o.]



Obr. 9 : Spodní stěrač po instalaci [ME Systems, s.r.o.]

b) Čelní stěrač

Tento typ stěrače vyniká dlouhou životností a vysokou kvalitou stírání převážného materiálu díky pružnosti jednotlivých segmentů zakončených tvrdokovem a uložení samotného zařízení v napínacích elementech (není nutné), které tlumí rázy a zabezpečují ideální nastavení přitlaku. Je vhodný zejména do míst kde požadujeme stírání přímo do násypek, anebo tam kde je nedostatek místa na podobná zařízení např. stěrač spodní. Je dodáván v šířkách dopravních pásů a jeho seřízení a instalace nevyžaduje složité úpravy dopravních zařízení a časově náročné montáže.



Obr. 10 : Čelní stěrač [ME Systems, s.r.o.]



Obr. 11 : Čelní stěrač po instalaci [ME Systems, s.r.o.]

c) Několikanásobný stírací systém

Stírání dopravních pásů několikanásobným stíracím systémem adresně řešeným pro danou situaci, který neklade zvláštní nároky na údržbu, je však účinný a velmi šetrný k dopravnímu pásu. Technologická řešení firmy Martin Engineering nabízí systémy zabráňující nálepům dopravovaného materiálu na dopravní pás a škod z toho vyplývajících: několikanásobné stěrače pásu sestávající z předstěrače a jednoho nebo více hlavních stěračů pro účinné odstranění nálepů bez rizika poškození pásu nebo jeho mechanických spojů.

2.5 Ovládání a chod dopravníku

- samostatným spouštěčem na panelu, s pohyblivým přívodem nebo zapojením napevno
 - spouštěčem zabudovaným do stávajícího rozvaděče nebo ovládání k jiným zařízením a strojům
 - automatické funkce s funkcí krokování (časově nebo čidly)
 - rychlost posuvu pásu pevná nebo plynule stavitelná frekvenčním měničem
 - reverzní chod (možnost chodu pásu na obě strany)
 - předem časově nastavené
 - řízené čidly
 - ručně volitelné pomocí přepínače
 - zastavení chodu pásu pomocí "STOP" tlačítek, lankového spínače, frekvenčního měniče
- [8]

2.6 Bezpečnostní prvky

Dopravníky musí splňovat veškeré bezpečnostní normy platné v EU a v případě jejich exportu mimo země EU jsou vždy uzpůsobeny dle norem platných v cílové zemi. Standardně jsou vybaveny kryty rotujících částí proti zachycení obsluhy, bezpečnostním vypínáním umožňující okamžité vyřazení z provozu po celé délce dopravníku, hlídači rotačního pohybu a vybočení pásu, případně spínači blokujícími provoz dopravníku při demontáži jakéhokoliv bezpečnostního krytu.

Dále je možno osadit dopravníky výstražným světelným a zvukovým zařízením.

Základní nehodovou událost u pásových dopravníků dlouhodobě tvoří vtažení těla, resp. části těla člověka (především jeho ruky), která se podílí na asi 65% smrtelných úrazů. Přes 51 % z nich pak představuje vtažení do místa náběhu dopravního pásu (unášecího prostředku) na buben pásového dopravníku.

Jinými slovy: Ke každému třetímu smrtelnému úrazu v rámci celé skupiny dopravníků tedy dlouhodobě dochází při vtažení do místa náběhu unášecího prostředku na buben pásového dopravníku.

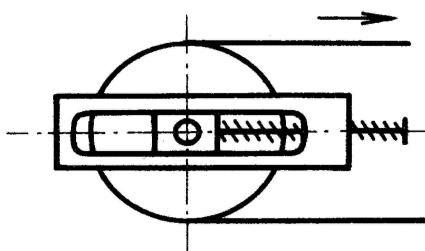
Z praxe je dostatečně známo, že ke vtažení (zejména ruky člověka a v krajním případě i celé osoby) do míst náběhu dochází nejčastěji při čištění bubnu, popř. dopravního pásu, a to při prokluzu dopravního pásu, kdy vzniká relativní pohyb dopravního pásu vůči poháněcímu bubnu, způsobený rozdílem rychlostí dopravního pásu a obvodové rychlosti hnacího bubnu. V krajním případě se může dopravní pás i zastavit. Znamená to tedy, že hlavní cesta úrazové prevence, sledující zajištění bezpečnosti pásových dopravníků, by měla sledovat otázku zajištění přenosových schopností pohonu pásového dopravníku, a to ve všech případech, které mohou při provozu nastat.

[9]

3 Napínání pásového dopravníku

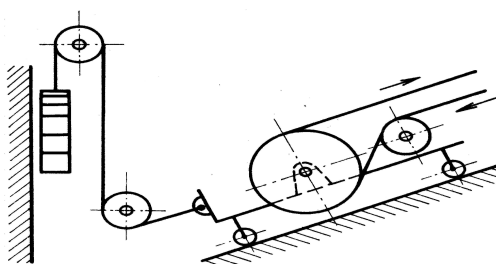
Napínání dopravníku je dle jeho délky buď prováděno mechanicky, nebo je použita napínací stanice s mechanickým napínáním, nebo je použito závažové, elektrohydraulické nebo vzduchové napínání.

U menších pásových dopravníků se pás napíná šroubem, kdy uložení napínacího bubnu (ložisková tělesa) je posouváno šroubem.



Obr. 12 : Napínání šroubem

U velkých pásových dopravníků je uložení napínacího bubnu posouváno závažím.



Obr. 13 : Napínání závažím

3.1 Napínací zařízení

Napínací zařízení závažová NZZ:

- jedná se o závažová napínací zařízení, která jsou vhodná pro nižší výkony dopravníků a místo, kde není jiný vhodný zdroj energie.

Napínací zařízení pneumatické NZP

Napínací zařízení elektrohydraulické NZEH:

– pro největší šířky a výkony dopravníků

3.1.1 Závažové napínací zařízení NZZ

Je určeno pro napínání dopravníků řady DP.

Jedná se o napínací zařízení, kde je napínací síla vyvozována přímo (nebo přes kladky) hmotností závaží.

Zařízení je velmi jednoduché a nevyžaduje žádné dodávky energie ani řízení.

Zařízení je konstrukčně přizpůsobeno pro použití v hlubinných dolech s nebezpečím výbuchu.

Použití pro tyto dopravníky:

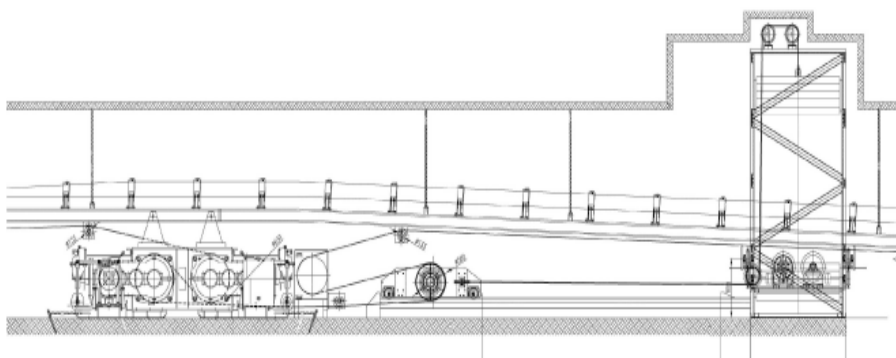
Typ napínacího zařízení NZZ 315 NZZ 500 NZZ 630

Průměr bubnů Ø 315 mm Ø 500 mm Ø 630 mm

Délka zařízení 2 až 4 m

Šířka pásového potahu 800 mm 1200 až 800 mm 1400 mm

Určeno pro dopravníky DP 1200 – DP 800, DP 1400



Obr. 14 : Napínací zařízení NZZ [Firma SE-MI]

3.1.2 Napínací zařízení NZP

Pneumatické napínací zařízení dopravníků řady DPT. Napínací síla je vyvozována dvěma pneumatickými válci. Zařízení je napojeno přímo na poháněcí stanici.

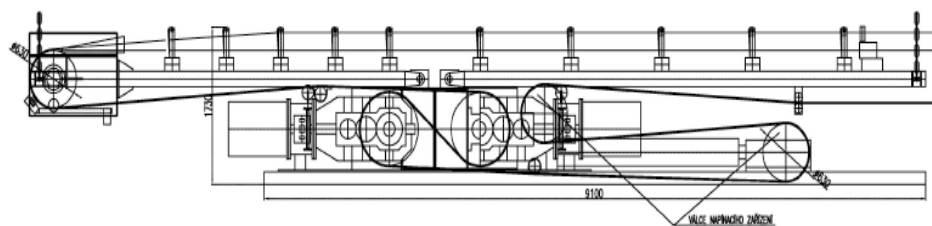
Technické parametry:

Typ napínacího zařízení NZP 500 NZP 630 NZP 800

Délka napínání 3000 mm 3000 mm 2000 mm

Průměr bubnů Ø 500mm Ø 630mm Ø 800mm

Určeno pro dopravníky DPT 1000 až DPT 1400



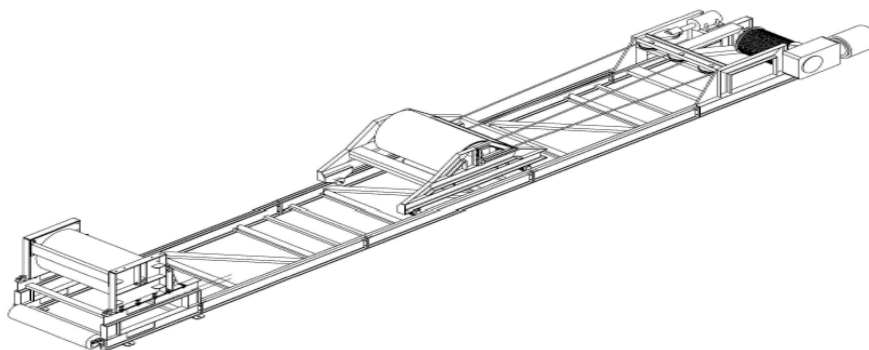
Obr. 15 : Napínací zařízení NZP [Firma SE-MI]

3.1.3 Napínací zařízení NZEH

Elektrohydraulické napínací zařízení je koncipováno jako zařízení sloužící k automatickému napínání potahu v nastavitelném režimu pro rozběh, brzdění a pracovní chod dopravníku. Tím, že napětí v pásovém potahu je ve všech těchto režimech konstantní a nastavitelné na optimální hodnotu zaručuje, že pásový potah je chráněn před nestandardními formami provozu (trvalý prokluz na poháněcích bubnech, enormní otěr a zahřívání krycích vrstev nebo např. dynamické rázy při rozběhu), které ničí kostru a spoje pásového potahu a snižují jeho životnost.

Napínací zařízení je konstrukčně přizpůsobeno pro použití v důlních podmínkách pro různé šířky a výkony pásových dopravníků.

Napínací zařízení je určeno jak pro dopravníky řady DP tak DPT.



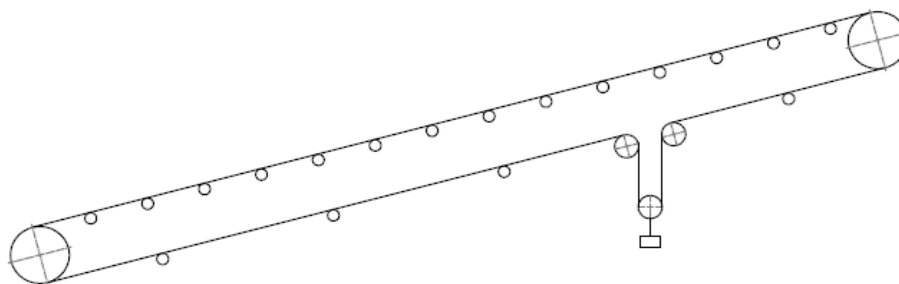
Obr. 16 : Napínací zařízení NZEH [Firma SE-MI]

[6]

3.2 Volba varianty

- zvažoval jsem 3 varianty

3.2.1 Varianta 1



Obr. 17 : Napínání závažím

- napínání závažím instalované na spodní větvi pásového dopravníku

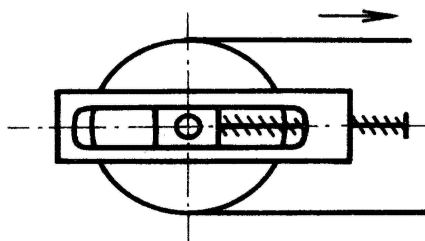
Napínání pomocí závaží zaručuje stálou napínací sílu. Navrhuje se tak, aby byl pás napínán tam, kde je nejmenší tahová síla.

Tímto způsobem dosáhneme nízkou hmotnost napínacího závaží. Tuto hmotnost je dále možno snížit a to pomocí soustavy kladek s lamovým převodem. U šikmých pásových dopravníků, jako i v tomto případě se volí napínání do tzv. smyčky.

Tato varianta, po zjištění okolností, není pro tento případ výhodná a to z důvodu toho, že dopravujeme na velkou vzdálenost a závaží by nenapnulo pás dostatečným způsobem a také pod dopravníkem není dostatečný prostor pro realizaci této varianty.

Z těchto zjištěných nedostatků jsem usoudil, že tato varianta není vhodná pro tento případ napínání pásu.

3.2.2 Varianta 2



- napínání pomocí šroubu (viz obr.12)

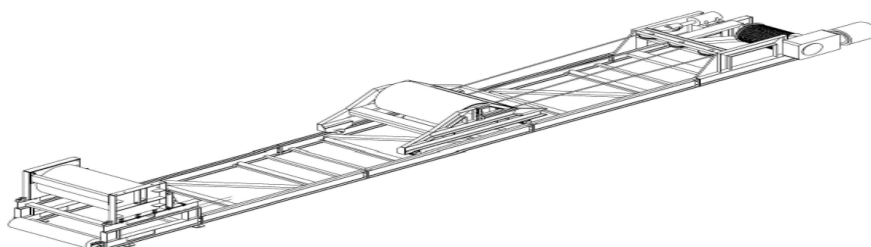
Tuto variantu jsem se rozhodl zvážit, protože je nejvíce používanou metodou napínání pásu u pásových dopravníků a také, dle mého názoru je velice jednoduchá na konstrukční řešení.

Napínací stanice se umísťuje u vratného bubnu, což by bylo pro tento případ velice výhodné. Napínací zařízení je realizováno pomocí dvou trubek čtvercového průřezu v sobě uložených. Vnější trubka je svařena s rámem dopravníku a vnitřní trubka se pohybuje.

Na jednom konci pohyblivé trubky je přivařena závitová tyč a na druhém je přišroubován ložiskový domek pro uložení vratného bubnu. Napínání se provádí otáčením matice na závitové tyči, která se opírá o vzpěru. Nevýhodou tohoto napínání je to, že by nevyvodilo potřebnou napínací sílu, a pás by se nedostatečně napnul a zůstal by prověšený.

Dále se tato metoda používá výhradně u krátkých pásových dopravníků (v mém případě se jedná o dopravník dlouhý 320 metrů), proto jsem tuto variantu nevolil.

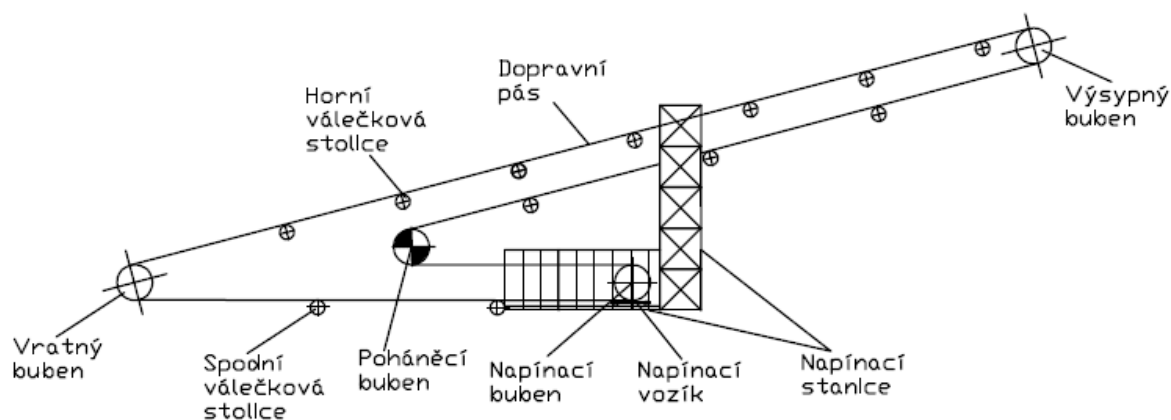
3.2.3 Varianta 3



- napínání pomocí regulovatelné síly (viz obr. 16)

Pro toto napínání se používá pneumatický nebo hydraulický systém, který je ovládán elektronicky. Princip je podobný napínání závažím, kde napínací vozík se ovládá pomocí lana přes kladky, ale v tomto případě je vozík ovládán pístnicí pneumatického nebo hydraulického válce. Protažení se uskuteční pohybem pístu válce.

3.2.4 Varianta 4



Obr. 18 : Napínací zařízení umístěné podél dopravníku

- *napínání pomocí závažového napínacího zařízení, které je instalováno podél pásového dopravníku pevně na zemi*

Při této variantě jsem se nechal inspirovat firmou SE-MI (viz. bod 3.1.1), u které se toto napínání používá a dále také konzultací s Ing. Dospivou.

Princip bývá podobný jako u napínání závaží, kdy napínací vozík se pohybuje pomocí lana, které je vedeno přes několik kladek.

Principem vedení lana přes několik kladek se zmenšuje hmotnost závaží, které by bylo třeba pro dostatečné napnutí pásu, což je velice výhodné.

Tento způsob napínání pásu je pro mne netradiční, ale v tomto případě je dle mého názoru nejefektivnější. Používá se u dlouhých pásových dopravníků.

Výhodou již zmíněného napínání je také to, že poháněcí stanice se nachází vedle napínacího zařízení a to v úrovni terénu. Tím pádem se případné poruchy poháněcí stanice mohou provádět jednodušším způsobem, než kdyby byla tato stanice volena na výsypném bubnu, který se nachází ve značné výšce.

Toto napínací zařízení musí být opatřeno krytem a to z důvodu bezpečnosti.

3.2.5 Volba varianty řešení

Z důvodu délky pásového dopravníku, která je 320 metrů a nedostatečného prostoru pod dopravníkem pro variantu 1 a také z důvodu toho, že pro napnutí pásu je potřebná vysoká napínací síla, jsem se rozhodl pro návrh varianty 4 a to je napínání pomocí závažového napínacího zařízení, které je instalováno podél pásového dopravníku pevně na zemi.

Toto napínací zařízení se skládá z vodorovné a svislé části, přičemž ve vodorovné části pojíždí napínací vozík s napínacím bubnem, který je napínán pomocí lana taženého přes systém kladek.

4 Výpočet základních parametrů pásového dopravníku

-výpočet dle normy ISO 5048

Zadané parametry: dopravní množství $Q = 1000 t / h$
dopravní vzdálenosti $L = 320 m$
převýšení $H = 45 m$
sypná hmotnost $\rho_s = 1000 kg \cdot m^{-3}$
úhel sklonu dopravníku $\varepsilon = 8^\circ$
dynamický sypný úhel $\psi_{dyn} = 18^\circ$

4.1 Rychlost pásu v [m/s]

$$v = 2 [m \cdot s^{-1}]$$

4.2 Požadovaný průřez náplně pásu S_p [m²]

$$Q = 3,6 \cdot S_p \cdot k_\varphi \cdot \rho_s \cdot v \Rightarrow S_p$$

$$S_p = \frac{Q}{3,6 \cdot k_\varphi \cdot \rho_s \cdot v}$$

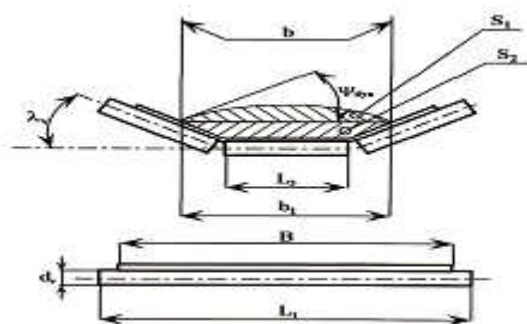
$$S_p = \frac{1000}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 1000 \cdot 2}$$

$$\underline{\underline{S_p = 0,19841 \quad [m^2]}}$$

$$k_\varphi \in \langle 0,7; 0,9 \rangle \Rightarrow \text{volím } k_\varphi = 0,8 \quad [4.1]$$

4.3 Šířka dopravního pásu B [m] a výpočet náplně pásu S [m²]

$$B = 1400 \text{ mm} \Rightarrow 1,4 \text{ m}$$



Obr. 19 : Tříválečkové uspořádání

PRO PÁS ŠÍŘKY B=1400 mm platí:

- délka středního válečku

$$L_3 = 530 [mm]$$

- úhel sklonu bočních válečku

$$\lambda_v = [30^\circ]$$

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05$$

$$b = 0,9 \cdot 1,4 - 0,05$$

[4.2]

$$\underline{\underline{b = 1,21 \quad [m]}}$$

$$b_1 = b \cdot \cos \lambda_v + L_3 \cdot (1 - \cos \lambda_v)$$

$$b_1 = 1,21 \cdot \cos 30 + 0,53 \cdot (1 - \cos 30)$$

[4.3]

$$\underline{\underline{b_1 = 1,1189 \quad [m]}}$$

$$S = S_1 + S_2$$

$$S = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \operatorname{tg} \psi_{dyn} + \frac{1}{4} \cdot (b_1^2 - L_3^2) \cdot \operatorname{tg} \lambda_v$$

[4.4]

$$S = \frac{1}{6} \cdot 1,12^2 \cdot \operatorname{tg} 18^\circ + \frac{1}{4} \cdot (1,12^2 - 0,53^2) \cdot \operatorname{tg} 30^\circ$$

$$\underline{\underline{S = 0,2079 \quad [m^2]}}$$

$$k_1 = \left(\frac{\cos^2 \varepsilon - \cos^2 \psi_{dyn}}{1 - \cos^2 \psi_{dyn}} \right)^{0,5}$$

$$k_1 = \left(\frac{\cos^2 8 - \cos^2 18}{1 - \cos^2 18} \right)^{0,5}$$

[4.5]

$$\underline{\underline{k_1 = 0,89 \quad [-]}}$$

$$S_1 = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \operatorname{tg} \psi_{dyn}$$

$$S_1 = \frac{1}{6} \cdot 1,12^2 \cdot \operatorname{tg} 18^\circ$$

[4.6]

$$\underline{\underline{S_1 = 0,0678 \quad [m^2]}}$$

Korekční součinitel – dopravovaná hmota je dopravována na skloněnou část pásu

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1)$$
$$k = 1 - \frac{0,0678}{0,2079} \cdot (1 - 0,89) \quad [4.7]$$
$$\underline{\underline{k = 0,9651 \quad [-]}}$$

Skutečný průřez náplně pásu

$$S_s = k \cdot S$$
$$S_s = 0,9651 \cdot 0,2079 \quad [4.8]$$
$$\underline{\underline{S_s = 0,2006 \quad [m^2]}}$$

Porovnání S a S_p

$$S_s \geq S_p$$
$$\underline{\underline{0,2006 [m^2] > 0,1984 [m^2] \Rightarrow \underline{\underline{VYHOVUJE}}}} \quad [4.9]$$

- šířka bubnu $B = 1400$ mm vyhovuje

4.4 Měrná hmotnost dopravovaného materiálu

$$m_q = \frac{Q}{3,6 \cdot v}$$
$$m_q = \frac{1000}{3,6 \cdot 2} \quad [4.10]$$
$$\underline{\underline{m_q = 158,73 \quad [kg \cdot m^{-2}]}}$$

4.5 Volba pásu

- jedná se o pás MATADOR EP 200 o pevnosti $200 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ [7], viz. příloha: Volba pásu

4.5.1 Měrná hmotnost dopravního pásu

- hmotnost 1 m^2 dopravního pásu $m_{p1} = 12,79 \quad [kg \cdot m^{-2}]$

$$m_p = B \cdot m_{p1}$$
$$m_p = 1,4 \cdot 12,79 \quad [4.11]$$
$$\underline{\underline{m_p = 17,9 \quad [kg \cdot m^{-2}]}}$$

4.6 Výpočet válečků

m_{vhh} , m_{vsh} jsem volil dle katalogu Tranza [5], viz. příloha: Volba válečků válečkové stolice

4.6.1 Měrná hmotnost rotujících částí válečků horní větve

- hmotnost rotujících válečků horní větve	$m_{vh} = 7,6$ [kg]
- počet válečků v horní stolici	$n_{vh} = 3$ [-]
- rozteč horních válečkových stolic	$t_h = 1$ [m]
- průměr horního a dolního válečku	$D_v = 0,133$ [m]

$$m_{rvh} = \frac{m_{vh} \cdot n_{vh}}{t_h}$$
$$m_{rvh} = \frac{7,6 \cdot 3}{1}$$
$$\underline{\underline{m_{rvh} = 22,80}} \quad [kg \cdot m^{-2}] \quad [4.12]$$

4.6.2 Měrná hmotnost rotujících částí válečků dolní větve

- hmotnost rotujících válečků dolní větve	$m_{vs} = 20,7$ [kg]
- počet válečků v dolní stolici	$n_{vs} = 1$ [-]
- rozteč dolních válečkových stolic	$t_s = 3$ [m]

$$m_{rvs} = \frac{m_{vs} \cdot n_{vs}}{t_s}$$
$$m_{rvs} = \frac{20,7 \cdot 1}{3}$$
$$\underline{\underline{m_{rvs} = 6,90}} \quad [kg \cdot m^{-2}] \quad [4.13]$$

4.6.3 Měrná hmotnost rotujících částí válečků

$$m_v = m_{rvh} + m_{rvs}$$
$$m_v = 22,80 + 6,90$$
$$\underline{\underline{m_v = 29,70}} \quad [kg \cdot m^{-2}] \quad [4.14]$$

4.7 Obvodová síla na poháněcím bubnu

$$F = F_1 + F_2 + F_p \quad [N] \quad [4.15]$$

Výpočet síly F_1 :

Je to síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku.

- délka dopravníku	$L = 320 \quad [m]$
- měrný pohybový odpor	$f_w = 0,02 \quad [-]$
- měrná hmotnost dopravního pásu	$m_p = 17,9 \quad [kg \cdot m^{-2}]$

$$\begin{aligned} F_1 &= w \cdot L \cdot g \cdot [(m_q + 2 \cdot m_p) \cdot \cos \varepsilon + m_v] \\ F_1 &= 0,02 \cdot 320 \cdot 9,81 \cdot [(158,73 + 2 \cdot 17,9) \cdot \cos 8 + 29,70] \\ F_1 &= 13936,3 \quad [N] \end{aligned} \quad [4.16]$$

Výpočet síly F_2 :

Je to síla potřebná k překonání dopravní výšky.

- výška dopravníku	$H = 5 \quad [m]$
--------------------	-------------------

$$\begin{aligned} F_2 &= +q \cdot H \cdot g \\ F_2 &= +q \cdot L \cdot \sin \varepsilon \cdot g \\ F_2 &= +158,73 \cdot 320 \cdot \sin 8 \cdot 9,81 \\ F_2 &= 70071,40 \quad [N] \end{aligned} \quad [4.17]$$

Výpočet síly F_{N1} :

Je to odpor setrvačných sil v místě nakládání v oblasti urychlování.

$$\begin{aligned} F_{N1} &= q \cdot v \cdot (v - v_0) \\ F_{N1} &= 158,73 \cdot 2 \cdot (2 - 0) \\ F_{N1} &= 486,11 \quad [N] \end{aligned} \quad [4.18]$$

Minimální urychlovací délka L_N :

- součinitel tření mezi materiálem a bočním vedením	$\mu_B = 0,6 \quad [-]$
---	-------------------------

$$\begin{aligned} L_N &= \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_B} \\ L_N &= \frac{2^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6} \\ L_N &= 0,2602 \quad [m] \end{aligned} \quad [4.19]$$

Výpočet síly F_{N2} :

Je to odpor setrvačných sil v místě nakládání v oblasti urychlování.

$$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot q^2 \cdot v^2 \cdot g \cdot L_N}{\rho_s \cdot \left(\frac{v + v_0}{2} \right)^2 \cdot b_1^2}$$
$$F_{N2} = \frac{0,6 \cdot 158,73^2 \cdot 2^2 \cdot 9,81 \cdot 0,2602}{1000 \cdot \left(\frac{2+0}{2} \right)^2 \cdot 1,12^2} \quad [4.20]$$
$$\underline{\underline{F_{N2} = 123,25 \quad [N]}}$$

Výpočet síly F_P :

Mezi tyto síly zařazujeme přídatné a vedlejší odpory dopravníku.

- odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu

$F_B = 500$ až 1500 [N] , volím 1000 [N]

- počet nepoháněných bubnů $n_B = 1 \quad [-]$

- odpor čističe pásu

$F_{\xi} = (200$ až $400)$ [N] , volím $F_{\xi} = 300$ [N]

- počet čističů pásu $n_{\xi} = 1 \quad [-]$

$$F_P = F_{N1} + F_{N2} + n_B \cdot F_B + F_{\xi} \cdot n_{\xi}$$
$$F_P = 486,11 + 123,25 + 1 \cdot 1000 + 300 \cdot 1 \quad [4.21]$$
$$\underline{\underline{F_P = 1909,36 \quad [N]}}$$

Výpočet obvodové síly F :

$$F = F_1 + F_2 + F_p$$
$$F = 13936,3 + 70071,40 + 1909,36 \quad [4.22]$$
$$\underline{\underline{F = 85917,10 \quad [N]}}$$

4.8 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku

$$pro F > 0 \Rightarrow P = k_b \cdot \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \mu_C} \quad [4.23]$$

$$pro F < 0 \Rightarrow P = k_b \cdot F \cdot v \cdot \mu_{C_{\max}} \cdot 10^{-3} \quad [4.24]$$

k_b - součinitel součinnosti (1,1 ; 1,22) , volím 1,12 [-]

η - účinnost poháněcí stanice (0,85 ; 0,95) , volím 0,9 [-]

μ_c - maximální účinnost poháněcí stanice (0,95 ; 1.0) , volím 0,95 [-]

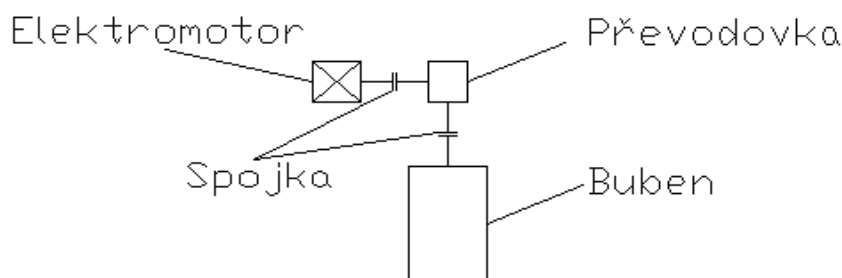
pro $F > 0$

$$P = k_b \cdot \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad [4.25]$$

$$P = 1,12 \cdot \frac{85917,10 \cdot 2}{10^3 \cdot 0,95}$$

$$P = 198,9 [kW] \Rightarrow \underline{\underline{\text{volím } 200[kW]}}$$

4.9 Volba poháněcí stanice



Obr. 20 : Poháněcí stanice

4.9.1 Volba elektromotoru

\Rightarrow volím Elektromotor typu 1LG6 firmy Siemens, viz. příloha: Volba elektromotoru

- jedná se o asynchronní motor s rotorem nakrátko

Jmenovitý výkon elektromotoru	$P_M = 200 \text{ kW}$
Otáčky	$n_M = 1500 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
Moment setrvačnosti motoru	$J_M = 4,22 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$
Jmenovitý moment motoru	$M_M = 1282 \text{ Nm}$

4.9.2 Volba bubnu podle šířky pásu

Šířka pásu $B=1400 \text{ mm} \Rightarrow$ volím průměr poháněcího a vratného bubnu a také jejich momenty setrvačnosti, viz. příloha: Poháněcí a vratný buben

POHÁNĚCÍ BUBEN

Průměr bubnu	$D = 630 \text{ mm}$
Moment setrvačnosti	$J_b = 23,17 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$

VRATNÝ BUBEN

Průměr bubnu	$D = 630 \text{ mm}$
Moment setrvačnosti	$J_b = 23,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$

4.9.3 Volba převodovky s i_{ps}

i_s – výpočtový převodový poměr převodovky

[-]

D_B - průměr bubnu

[m]

n_M – otáčky motoru

[s⁻¹]

$$i_p = \frac{n_M}{v} \cdot \pi \cdot D_b$$

$$i_p = \frac{1500}{60 \cdot 2} \cdot \pi \cdot 0,63$$

[4.26]

$$\underline{\underline{i_p = 28,26 \quad [-]}}$$

⇒ volím Převodovku typu SK11382 firmy NORD Gear, viz. příloha:

Volba převodovky

Moment setrvačnosti převodovky	$J_p = 0,126 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Převodový poměr převodovky	$i_{ps} = 31,96$

4.9.4 Volba spojky s i_{ps}

⇒ volím Pružnou spojku od firmy NORD Gear

Moment setrvačnosti spojky mezi motorem a převodovkou	$J_{s1} = 0,0123 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
---	---

⇒ volím Pružnou spojku GG25-70/70 od firmy Tyma

Moment setrvačnosti spojky mezi převodovkou a bubnem	$J_{s2} = 0,365 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
--	--

-viz. příloha: Volba spojky

4.10 Kontrola pohonu dopravníku na rozběh

M_{SM} – statický moment od zatížení dopravníku redukováný na hřídel motoru [N.m]

M_M – moment elektromotoru [N.m]

$$M_{SM} = \frac{1}{n_e} \cdot F \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}}$$

$$M_{SM} = \frac{1}{1} \cdot 85917,10 \cdot 0,5 \cdot 0,63 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 31,96} \quad [4.27]$$

$$\underline{\underline{M_{SM} = 954,63 \quad [N \cdot m]}}$$

$$M_{SM} < M_M$$

$$\underline{\underline{954,63 < 1282 \Rightarrow POHON VYHOVUJE}} \quad [4.28]$$

4.11 Kontrola dopravovaného množství

- zkontroluji, zda hodnota dopravovaného množství nepřesáhne 5%

$$v_{sk} = \frac{i_p}{i_{ps}} \cdot v$$

$$v_{sk} = \frac{28,26}{31,50} \cdot 2 \quad [4.29]$$

$$\underline{\underline{v_{sk} = 1,57 \quad [m \cdot s^{-1}]}}$$

$$v_{rozdl} = |v_{sk} - v|$$

$$v_{rozdl} = |1,57 - 2| \quad [4.30]$$

$$\underline{\underline{v_{rozdl} = 0,43 \quad [m \cdot s^{-1}]}}$$

$$Q_{vp} = 3,6 \cdot S_s \cdot k_\phi \cdot \rho_s \cdot v$$

$$Q_{vp} = 3,6 \cdot 0,20061 \cdot 0,8 \cdot 1000 \cdot 2 \quad [4.31]$$

$$\underline{\underline{Q_{vp} = 1011,07 \quad [t \cdot h^{-1}]}}$$

$$Q_{rozdl} = \left(1 - \frac{Q}{Q_{vp}}\right) \cdot 100$$

$$Q_{rozdl} = \left(1 - \frac{1000}{1011,07}\right) \cdot 100 \quad [4.32]$$

$$\underline{\underline{Q_{rozdl} = 1,09 \quad [\%]}}$$

4.12 Kontrola brzdy

n_B - počet brzd

k_B - součinitel bezpečnosti brzdy (1,3;2,1), volím 1,4 [-]

t_B - doba brždění dopravníku [s⁻¹]

η_{\max} - max. účinnost poháněcí stanice, volím $\eta_{\max} = 0,95$ [-]

Dynamický moment od zpoždování posuvných a rotačních hmot M_{DM} :

$$M_{DM} = \left[(q + 2 \cdot m_p + m_v) \cdot L \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} + \frac{2 \cdot \sum J_b}{D_b} \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} + n_e \cdot \frac{2 \cdot (J_p + J_{s1} + J_{s2} + J_M)}{D_b \cdot \eta} \cdot i_p \right] \cdot \frac{v_{sk}}{t_b}$$

$$M_{DM} = \left[(158,73 + 2 \cdot 17,9 + 29,7) \cdot 320 \cdot 0,5 \cdot 0,63 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 31,5} + \frac{2 \cdot (23,17 + 23,3)}{0,63} \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 31,5} + 1 \cdot \frac{2 \cdot (0,126 + 0,0123 + 0,365 + 4,22)}{0,5 \cdot 0,9} \cdot 28,26 \right] \cdot \frac{1,57}{10} \quad [4.33]$$

$$\underline{\underline{M_{DM} = 1402}} \quad [N \cdot m]$$

Brzdný moment potřebný k zastavení dopravníku M_{B1} :

$$M_{B1} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[M_{DM} - (0,7 \cdot F_1 + F_2 + F_p) \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{\eta_{\max}}{i_{ps}} \right] \cdot k_B$$

$$M_{B1} = \frac{1}{1} \cdot \left[1402 - (0,7 \cdot 13936,3 + 70071,4 + 1909,4) \cdot 0,5 \cdot 0,63 \cdot \frac{0,95}{31,5} \right] \cdot 1,4 \quad [4.34]$$

$$\underline{\underline{M_{B1} = 876}} \quad [N \cdot m]$$

Brzdný moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu M_{B2} :

$$M_{B2} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[(-0,7 \cdot F_1 + |F_2| - F_p) \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{\eta_{\max}}{i_{ps}} \right] \cdot k_B$$

$$M_{B2} = \frac{1}{1} \cdot \left[(-0,7 \cdot 13936,3 + |70071,4| - 1909) \cdot 0,5 \cdot 0,63 \cdot \frac{0,95}{31,5} \right] \cdot 1,4 \quad [4.35]$$

$$\underline{\underline{M_{B2} = 776}} \quad [N \cdot m]$$

4.13 Volba brzdy

⇒ volím Brzdu typu Bre1000 firmy NORD Gear, viz. příloha: Volba brzdy

Brzdný moment	MB = 1000 N/m
---------------	---------------

$$M_{B1} \text{ i } M_{B2} < M_B \Rightarrow \underline{\text{BRZDA VYHOVUJE}}$$

4.14 Tahy v dopravním pásu F_0 , F_R

α_G - úhel opásání [°]

k_s – koeficient bezpečnosti, volím $k_s = 1,3$ [-]

μ - účinnost opásání, $\mu = 0,3$ [-]

$$\alpha_G = \frac{210^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = \underline{\underline{3,67}} \text{ [rad]} \quad [4.36]$$

$$\begin{aligned} F_{\max} &= F \cdot k_s \\ F_{\max} &= 85917,1 \cdot 1,3 \\ \underline{\underline{F_{\max} = 111692,23}} \text{ [N]} \end{aligned} \quad [4.37]$$

$$\begin{aligned} F_o &\geq F_{\max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} \\ F_o &\geq 111692,23 \cdot \frac{1}{e^{0,3 \cdot 3,67} - 1} \\ \underline{\underline{F_o \geq 71363,98}} \text{ [N]} &\Rightarrow \text{volím } \underline{\underline{F_o = 75000}} \text{ [N]} \end{aligned} \quad [4.38]$$

$$\begin{aligned} F_n &= F_o + F \\ F_n &= 75000 + 85917 \\ \underline{\underline{F_n = 160917}} \text{ [N]} \end{aligned} \quad [4.39]$$

4.15 Velikost napínací síly F_z

-doprava směrem od pohonu

$$\begin{aligned}F_z &\geq 2 \cdot (F_o + m_p \cdot L \cdot g \cdot \sin \varepsilon) \\F_z &\geq 2 \cdot (75000 - 17,9 \cdot 320 \cdot 9,81 \cdot \sin 8) \\F_z &\geq \underline{\underline{165641}} \quad [N] \Rightarrow \text{volím } \underline{\underline{F_z = 170000}} \quad [N]\end{aligned} \quad [4.40]$$

4.16 Skutečné tahy v dopravním pásu

$$\begin{aligned}F_{os} &= 0,5 \cdot F_z - m_p \cdot L \cdot g \cdot \sin \varepsilon \\F_{os} &= 0,5 \cdot 170000 - 17,9 \cdot 320 \cdot 9,81 \cdot \sin 8 \\F_{os} &= \underline{\underline{77180}} \quad [N]\end{aligned} \quad [4.41]$$

$$\begin{aligned}F_{ns} &= 0,5 \cdot F_z + F - m_p \cdot L \cdot g \cdot \sin \varepsilon \\F_{ns} &= 0,5 \cdot 170000 + 85917 - 17,9 \cdot 320 \cdot 9,81 \cdot \sin 8 \\F_{ns} &= \underline{\underline{163097}} \quad [N]\end{aligned} \quad [4.42]$$

4.17 Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem

$$\begin{aligned}p &= \frac{F_{ns} + F_{os}}{D_b \cdot B} \cdot 10^{-6} \\p &= \frac{163097 + 77180}{0,63 \cdot 1,4} \cdot 10^{-6} \\p &= \underline{\underline{0,027}} \quad [MPa]\end{aligned} \quad [4.43]$$

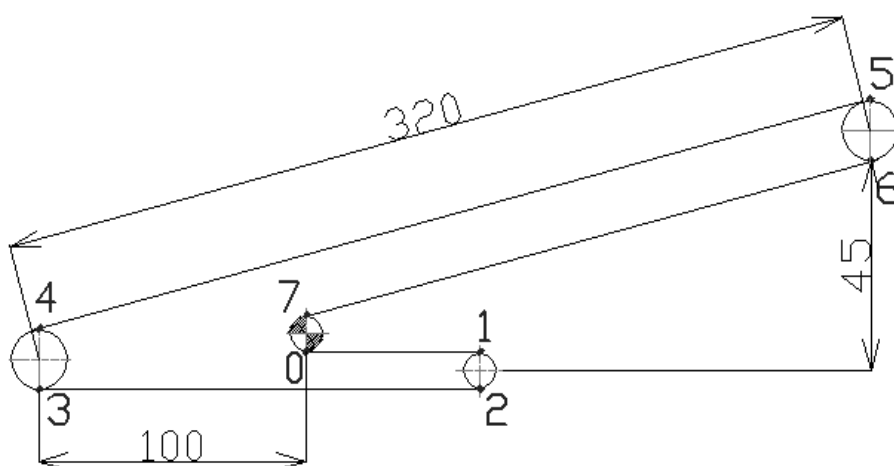
$$\begin{aligned}p_D &= 0,15 \text{ MPa} \\ \Rightarrow p &< p_D \Rightarrow \underline{\underline{VYHOVUJE}}\end{aligned}$$

4.18 Kontrola dopravního pásu

$$\begin{aligned}F_{dov} &= \sigma_{dos} \cdot B \geq T_{\max} \\F_{dov} &= 200 \cdot 1400 = \underline{\underline{280000}} \text{ N} \\T_{\max} &= F_{ns} = \underline{\underline{163097}} \text{ N} \\F_{dov} &> T_{\max} \Rightarrow \underline{\underline{PODMÍNKA VYHOVUJE}}\end{aligned} \quad [4.44]$$

- zvolený pás MATADOR EP 200 vyhovuje

5 Výpočet tahů v páse graficko-početní metodou



Obr. 21 : Schéma dopravníku

Hodnoty:

$$L = 320 \text{ m}, l_1 = 20 \text{ m}, l_2 = 120 \text{ m}, l_3 = 320 \text{ m}, l_4 = 220 \text{ m}, h = 45 \text{ m}$$

$$T_0 = F_0 \quad [5.1]$$

Tah mezi větví 0-1:

$$\begin{aligned} T_1 &= F_0 + m_p \cdot l_1 \cdot g \cdot w \\ T_1 &= F_0 + 17,9 \cdot 20 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \\ \underline{\underline{T_1 &= F_0 + 70 \quad [N]}} \end{aligned} \quad [5.2]$$

Tah mezi větví 1-2

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 + F_B \\ T_2 &= F_0 + 70 + 1000 \\ \underline{\underline{T_2 &= F_0 + 1070 \quad [N]}} \end{aligned} \quad [5.3]$$

Tah mezi větví 2-3

$$\begin{aligned} T_3 &= T_2 + (m_p + m_{rs}) \cdot l_2 \cdot g \cdot w \\ T_3 &= F_0 + 1070 + (17,9 + 20,7) \cdot 120 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \\ \underline{\underline{T_3 &= F_0 + 1979 \quad [N]}} \end{aligned} \quad [5.4]$$

Tah mezi větví 3-4

$$\begin{aligned}T_4 &= T_3 + F_B \\T_4 &= F_0 + 1979 + 1000 \\T_4 &= F_0 + 2979 \quad [N]\end{aligned}\quad [5.5]$$

Tah mezi větví 4-5

$$\begin{aligned}T_5 &= T_4 + (m_p + m_{rvh} + m_q) \cdot l_3 \cdot g \cdot w \cdot \cos \varepsilon + (m_p + m_q) \cdot l_3 \cdot \sin \varepsilon \cdot g \\T_5 &= F_0 + 2979 + (17,9 + 7,6 + 158,73) \cdot 320 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \cdot \cos 8 + (17,9 + 158,73) \cdot 320 \cdot \sin 8 \cdot 9,81 \\T_5 &= F_0 + 92416 \quad [N]\end{aligned}\quad [5.6]$$

Tah mezi větví 5-6

$$\begin{aligned}T_6 &= T_5 + F_B \\T_6 &= F_0 + 92416 + 1000 \\T_6 &= F_0 + 93416 \quad [N]\end{aligned}\quad [5.7]$$

Tah mezi větví 6-7

$$\begin{aligned}T_7 &= T_6 + (m_p + m_{rvs}) \cdot l_4 \cdot \cos \varepsilon \cdot g \cdot w - m_p \cdot l_4 \cdot \sin \varepsilon \cdot g \\T_7 &= F_0 + 93416 + (17,9 + 20,7) \cdot 220 \cdot \cos 8 \cdot 9,81 \cdot 0,02 - 17,9 \cdot 220 \cdot \sin 8 \cdot 9,81 \\T_7 &= F_0 + 89689 \quad [N]\end{aligned}\quad [5.8]$$

Největší tah je ve větví $T_6 = F_N$

$$\begin{aligned}F &= F_N - F_O \\F &= F_0 + 93416 - F_O \\F &= 93416 \quad [N] \Rightarrow F_N\end{aligned}\quad [5.9]$$

5.1 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku

$$\text{pro } F > 0 \Rightarrow \quad P = k_b \cdot \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \mu_C} \quad [5.10]$$

$$\text{pro } F < 0 \Rightarrow \quad P = k_b \cdot F \cdot v \cdot \mu_{C \max} \cdot 10^{-3} \quad [5.11]$$

k_b - součinitel součinnosti (1,1 ; 1,22) , volím 1,12 [-]

η - účinnost poháněcí stanice (0,85 ; 0,95) , volím 0,9 [-]

μ_c - maximální účinnost poháněcí stanice (0,95 ; 1.0) , volím 0,95 [-]

pro $F > 0$

$$P = k_b \cdot \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad [\text{viz. 5.10}]$$

$$P = 1,12 \cdot \frac{93416 \cdot 2}{10^3 \cdot 0,95}$$

$$\underline{\underline{P = 198,63 \text{ [kW]}}} \Rightarrow \underline{\underline{\text{volím } 200 \text{ [kW]}}}$$

5.2 Přenos tažné síly třením

$$F_{ol} = \frac{F \cdot k_s}{e^{\alpha_G \cdot \mu} - 1}$$

$$F_{ol} = \frac{93416 \cdot 1,3}{e^{3,67 \cdot 0,3} - 1} \quad [5.11]$$

$$\underline{\underline{F_{ol} = 60503 \text{ [N]}}}$$

5.3 Dovolený průvěs horní větve

$$T_{\min h} = \frac{(m_p + m_q) \cdot g \cdot t_1}{8 \cdot y_{\max}}$$

$$T_{\min h} = \frac{(17,9 + 158,73) \cdot 9,81 \cdot 1}{8 \cdot 0,01} \quad [5.12]$$

$$T_{\min h} = 21659,27 \text{ N} \Rightarrow \underline{\underline{T_5 \Rightarrow 70541 \text{ [N]}}}$$

5.4 Dovolený průvěs spodní větve

$$T_{\min s} = \frac{m_p \cdot g \cdot t_2}{8 \cdot y_{\max}}$$

$$T_{\min s} = \frac{17,9 \cdot 9,81 \cdot 3}{8 \cdot 0,01} \quad [5.13]$$

$$T_{\min s} = 6584,96 \text{ N} \Rightarrow \underline{\underline{T_1 \Rightarrow 6489 \text{ [N]}}}$$

Z těchto tří podmínek volím sílu $F_0=75000 \text{ N}$

Přepočet tahů:

$T_0 = 75000 \text{ N}$

$T_1 = 75070 \text{ N}$

$T_2 = 76070 \text{ N}$

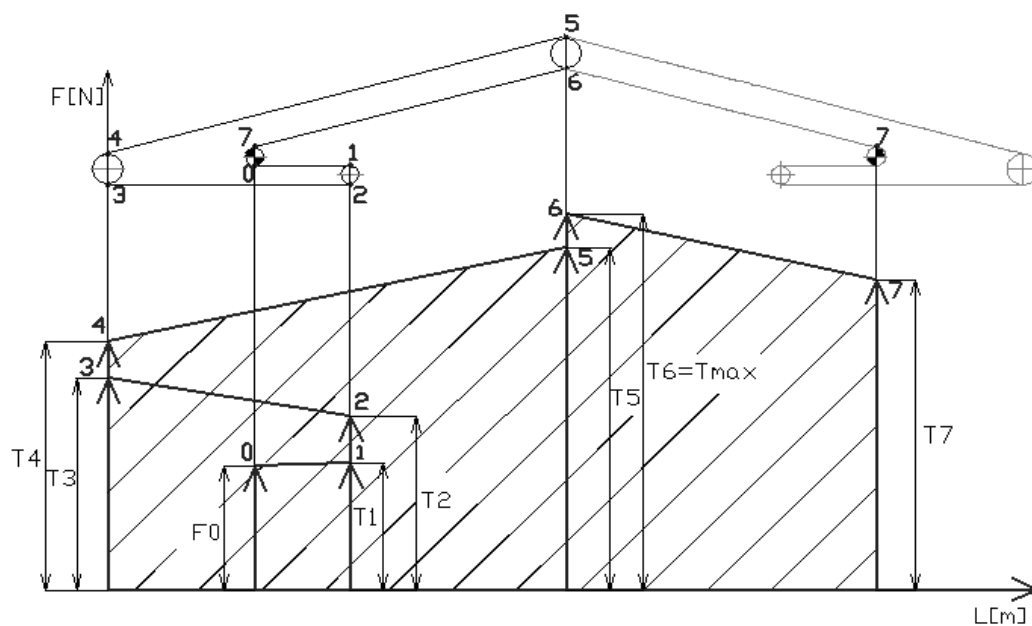
$T_3 = 76979 \text{ N}$

$T_4 = 77979 \text{ N}$

$T_5 = 167416 \text{ N}$

$T_6 = 168416 \text{ N}$

$T_7 = 164689 \text{ N}$



Obr. 22 : Zakreslení tahů do grafu

6 Výpočet prodloužení pásu

Tento výpočet se provádí pro 3 způsoby provozu, které mohou nastat.

První způsob je chod při plně zatíženém stavu, druhý je způsob brzdění a třetí způsob je při chodu naprázdno, kdy se nepřepravuje žádný materiál.

Tento výpočet potřebujeme k zjištění napnutí pásu v určitém režimu provozu a tím také pro vhodnou volbu napínání dopravního pásu a také zda výsledné prodloužení pás snese. Při nesprávné volbě napínání by pás mohl zůstat prověšen a tím by došlo k poruše.

6.1 Prodloužení při plně zatíženém stavu

$$\begin{aligned}F_Z &= T_1 + T_2 \\F_Z &= 75070 + 76070 \\F_Z &= 151140 \quad [N]\end{aligned}\tag{6.1}$$

6.1.1 Velikost celkové zatěžující plochy

- vycházíme z tahů, které byly vypočteny pomocí graficko-početní metody

$$\begin{aligned}U &= \frac{T_0 + T_1}{2} \cdot l_1 + \frac{T_2 + T_3}{2} \cdot l_2 + \frac{T_4 + T_5}{2} \cdot l_3 + \frac{T_6 + T_7}{2} \cdot l_4 \\U &= \frac{75000 + 75070}{2} \cdot 20 + \frac{76070 + 76979}{2} \cdot 120 + \frac{77979 + 167416}{2} \cdot 320 + \frac{168416 + 164689}{2} \cdot 220 \\U &= 86374088 \quad [N \cdot m]\end{aligned}\tag{6.2}$$

6.1.2 Prodloužení pásu z Hookova zákona

$$\begin{aligned}E \cdot B &= \frac{\sigma_D \cdot B}{\varepsilon_D} \cdot 10^2 \\E \cdot B &= \frac{80 \cdot 1,4}{2,5} \cdot 10^2 \\E \cdot B &= 44800000 \quad [N]\end{aligned}\tag{6.3}$$

6.1.3 Velikost klidové zatěžující plochy

$$\begin{aligned}U_K &= F_Z \cdot L \\U_K &= 1511940 \cdot 320 \\U_K &= 48381361 \quad [N \cdot m]\end{aligned}\tag{6.4}$$

6.1.4 Výsledné prodloužení pásu

$$\begin{aligned}\Delta s_D &= \frac{U - U_K}{2 \cdot E \cdot B} \\ \Delta s_D &= \frac{86374088 - 48381361}{2 \cdot 44800000} \\ \underline{\underline{\Delta s_D}} &= 0,42 \quad [m]\end{aligned}\quad [6.5]$$

6.2 Výpočet prodloužení při brzdění

6.2.1 Dynamická síla v horní větvi

$$\begin{aligned}F_{Dh} &= L \cdot (m_p + m_q + m_{rvh}) \cdot \frac{v}{t_{r,b}} \\ F_{Dh} &= 320 \cdot (17,9 + 158,73 + 7,6) \cdot \frac{2}{5} \\ \underline{\underline{F_{Dh}}} &= 23594 \quad [N]\end{aligned}\quad [6.6]$$

6.2.2 Dynamická síla v horní větvi

$$\begin{aligned}F_{Ds} &= L \cdot (m_p + m_{rvs}) \cdot \frac{v}{t_{r,b}} \\ F_{Ds} &= 320 \cdot (17,9 + 20,7) \cdot \frac{2}{5} \\ \underline{\underline{F_{Ds}}} &= 4941 \quad [N]\end{aligned}\quad [6.7]$$

6.2.3 Velikost obvodové síly

$$\begin{aligned}F_{OB} &= F_O + F_{Dh} + F_{Ds} \\ F_{OB} &= 75000 + 23594 + 4941 \\ \underline{\underline{F_{OB}}} &= 103535 \quad [N]\end{aligned}\quad [6.8]$$

$$\begin{aligned}F_B &= F_N - F_{OB} \\ F_B &= 93416 - 103535 \\ \underline{\underline{F_B}} &= -10119 \quad [N]\end{aligned}\quad [6.9]$$

$$k_s = \frac{F_N \cdot (e^{\alpha \cdot \mu} - 1)}{F_B}$$

$$k_s = \frac{93416 \cdot (e^{3,14 \cdot 0,3} - 1)}{|-10119|} \quad [6.10]$$

$$\underline{\underline{k_s = 14,4 \quad [-]}}$$

6.2.4 Výpočet tahů v dopravním páse při brzdění

$$T_{OB} = F_O + F_{Dh} + F_{Ds}$$

$$T_{OB} = 75000 + 22336 + 2737 \quad [6.11]$$

$$\underline{\underline{T_{OB} = 100073 \quad [N]}}$$

Tah mezi větví 0-1:

$$T_{1B} = T_1 + F_{Dh} + \frac{L - l_1}{L} \cdot F_{Ds}$$

$$T_{1B} = 75070 + 23594 + \frac{320 - 20}{20} \cdot 2737 \quad [6.12]$$

$$\underline{\underline{T_{1B} = 99998 \quad [N]}}$$

Tah mezi větví 1-2:

$$T_{2B} = T_2 + F_{Dh} + \frac{L - l_1}{L} \cdot F_{Ds}$$

$$T_{2B} = 76070 + 23594 + \frac{320 - 20}{320} \cdot 4941 \quad [6.13]$$

$$\underline{\underline{T_{2B} = 100998 \quad [N]}}$$

Tah mezi větví 2-3:

$$T_{3B} = T_3 + F_{Dh} + \frac{L - (l_1 + l_2)}{L} \cdot F_{Ds}$$

$$T_{3B} = 76979 + 23594 + \frac{320 - (20 + 120)}{320} \cdot 4941 \quad [6.14]$$

$$\underline{\underline{T_{3B} = 100547 \quad [N]}}$$

Tah mezi větví 3-4:

$$T_{4B} = T_4 + F_{Dh} + \frac{L - (l_1 + l_2)}{L} \cdot F_{Ds}$$

$$T_{4B} = 77979 + 23594 + \frac{320 - (20 + 120)}{320} \cdot 4941 \quad [6.15]$$

$$\underline{\underline{T_{4B} = 103941 \quad [N]}}$$

Tah mezi větví 4-5:

$$T_{5B} = T_5 + \frac{L - l_3}{L} \cdot F_{Dh} + \frac{L - (l_1 + l_2)}{L} \cdot F_{Ds}$$

$$T_{5B} = 167416 + \frac{320 - 320}{320} \cdot 23594 + \frac{320 - (20 + 120)}{320} \cdot 4941 \quad [6.16]$$

$$\underline{\underline{T_{5B} = 168739 \quad [N]}}$$

Tah mezi větví 5-6:

$$T_{6B} = T_6 + \frac{L - (l_1 + l_2)}{L} \cdot F_{Ds}$$

$$T_{6B} = 168416 + \frac{320 - (20 + 120)}{320} \cdot 4941 \quad [6.17]$$

$$\underline{\underline{T_{6B} = 169739 \quad [N]}}$$

Tah mezi větví 6-7:

$$T_{7B} = T_7 + \frac{L - (l_1 + l_2 + l_4)}{L} \cdot F_{Ds}$$

$$T_{7B} = 164689 + \frac{320 - (20 + 120 + 220)}{320} \cdot 4941 \quad [6.18]$$

$$\underline{\underline{T_{7B} = 163528 \quad [N]}}$$

6.2.5 Velikost celkové zatěžující plochy

$$U_B = \frac{T_{OB} + T_{1B}}{2} \cdot l_1 + \frac{T_{2B} + T_{3B}}{2} \cdot l_2 + \frac{T_{4B} + T_{5B}}{2} \cdot l_3 + \frac{T_{6B} + T_{7B}}{2} \cdot l_4$$

$$U_B = \frac{100073 + 99998}{2} \cdot 20 + \frac{100998 + 100547}{2} \cdot 120 + \frac{103941 + 168739}{2} \cdot 320 +$$

$$\frac{169739 + 163528}{2} \cdot 220 \quad [6.19]$$

$$\underline{\underline{U_B = 94381636 \quad [N \cdot m]}}$$

6.2.6 Výsledné prodloužení pásu

$$\Delta s_{DB} = \frac{U_B - U_K}{2 \cdot E \cdot B}$$
$$\Delta s_D = \frac{94381636 - 48381361}{2 \cdot 44800000} \quad [6.20]$$
$$\underline{\underline{\Delta s_D = 0,51 \quad [m]}}$$

6.3 Prodloužení při chodu naprázdno

- měrná hmotnost dopravovaného materiálu $m_q = 0$ [kg/m]

6.3.1 Výpočet tahů v dopravním pásu při chodu naprázdno

$$T_0 = F_0 \quad [6.21]$$

Tah mezi větví 0-1:

$$T_1 = F_0 + m_p \cdot l_1 \cdot g \cdot w$$
$$T_1 = F_0 + 17,9 \cdot 20 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \quad [6.22]$$
$$\underline{\underline{T_1 = F_0 + 70 \quad [N]}}$$

Tah mezi větví 1-2

$$T_2 = T_1 + F_B$$
$$T_2 = F_0 + 70 + 1000 \quad [6.23]$$
$$\underline{\underline{T_2 = F_0 + 1070 \quad [N]}}$$

Tah mezi větví 2-3

$$T_3 = T_2 + (m_p + m_{rvs}) \cdot l_2 \cdot g \cdot w$$
$$T_3 = F_0 + 1070 + (17,9 + 20,7) \cdot 120 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \quad [6.24]$$
$$\underline{\underline{T_3 = F_0 + 1979 \quad [N]}}$$

Tah mezi větví 3-4

$$T_4 = T_3 + F_B$$
$$T_4 = F_0 + 1979 + 1000 \quad [6.25]$$
$$\underline{\underline{T_4 = F_0 + 2979 \quad [N]}}$$

Tah mezi větví 4-5

$$\begin{aligned}T_5 &= T_4 + (m_p + m_{rvh} + m_q) \cdot l_3 \cdot g \cdot w \cdot \cos \varepsilon + (m_p + m_q) \cdot l_3 \cdot \sin \varepsilon \cdot g \\T_5 &= F_0 + 2979 + (17,9 + 7,6 + 0) \cdot 320 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \cdot \cos 8 + (17,9 + 0) \cdot 320 \cdot \sin 8 \cdot 9,81 \quad [6.26] \\T_5 &= F_0 + 12391 \quad [N]\end{aligned}$$

Tah mezi větví 5-6

$$\begin{aligned}T_6 &= T_5 + F_B \\T_6 &= F_0 + 12391 + 1000 \\T_6 &= F_0 + 13391 \quad [N]\end{aligned} \quad [6.27]$$

Tah mezi větví 6-7

$$\begin{aligned}T_7 &= T_6 + (m_p + m_{rvs}) \cdot l_4 \cdot \cos \varepsilon \cdot g \cdot w - m_p \cdot l_4 \cdot \sin \varepsilon \cdot g \\T_7 &= F_0 + 13391 + (17,9 + 20,7) \cdot 220 \cdot \cos 8 \cdot 9,81 \cdot 0,02 - 17,9 \cdot 220 \cdot \sin 8 \cdot 9,81 \quad [6.28] \\T_7 &= F_0 + 9664 \quad [N]\end{aligned}$$

U prázdného dopravníku platí také:

$$\begin{aligned}F_Z &= T_1 + T_2 \\F_Z &= 70 + 1070 \\F_Z &= 1140 \quad [N]\end{aligned} \quad [6.29]$$

Přepočet tahů => F_O = 75000 N

$$T_0' = 75000 \text{ N}$$

$$T_1' = 75070 \text{ N}$$

$$T_2' = 76070 \text{ N}$$

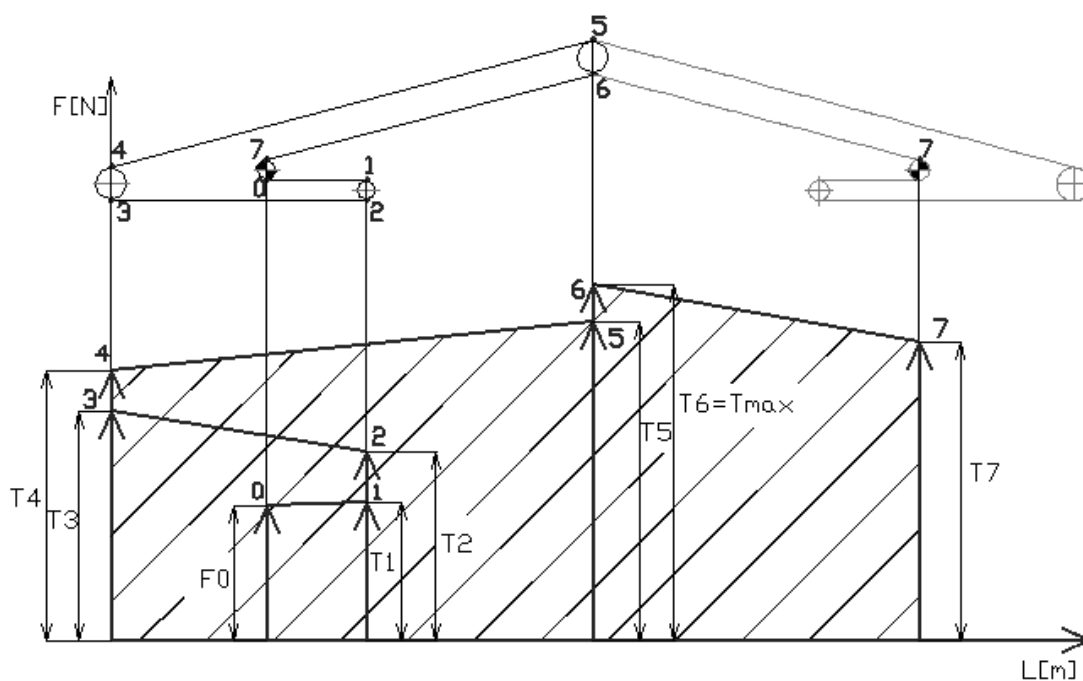
$$T_3' = 76979 \text{ N}$$

$$T_4' = 77979 \text{ N}$$

$$T_5' = 87391 \text{ N}$$

$$T_6' = 88391 \text{ N}$$

$$T_7' = 84664 \text{ N}$$



Obr. 23 : Zakreslení tahů do grafu

6.3.2 Velikost celkové zatěžující plochy

$$U' = \frac{T_0' + T_1'}{2} \cdot l_1 + \frac{T_2' + T_3'}{2} \cdot l_2 + \frac{T_4' + T_5'}{2} \cdot l_3 + \frac{T_6' + T_7'}{2} \cdot l_4$$

$$U' = \frac{75000 + 75070}{2} \cdot 20 + \frac{76070 + 76979}{2} \cdot 120 + \frac{77979 + 87391}{2} \cdot 320 + \frac{88391 + 84664}{2} \cdot 220 \quad [6.30]$$

$$\underline{\underline{U' = 56284978 \text{ [N} \cdot \text{m}]}}$$

6.3.3 Výsledné prodloužení pásu

$$\Delta s_D' = \frac{U' - U_K}{2 \cdot E \cdot B}$$

$$\Delta s_D' = \frac{56284978 - 48381361}{2 \cdot 444800000} \quad [6.31]$$

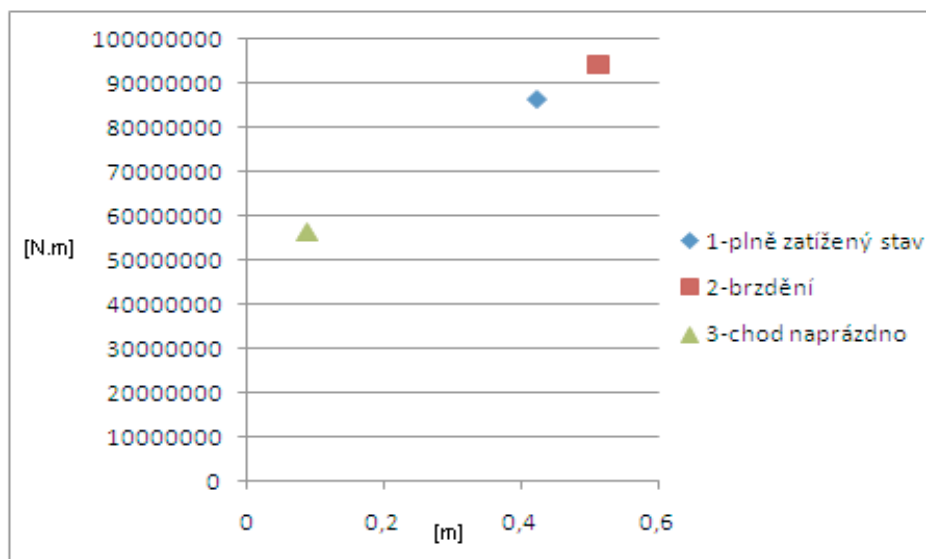
$$\underline{\underline{\Delta s_D' = 0,14 \text{ [m]}}}$$

- při chodu naprázdno je prodloužení pásu nejmenší

6.4 Zakreslení prodloužení pásu do grafu

x-ová osa znázorňuje prodloužení pásu

y-ová osa znázorňuje zatěžující plochu celkovou

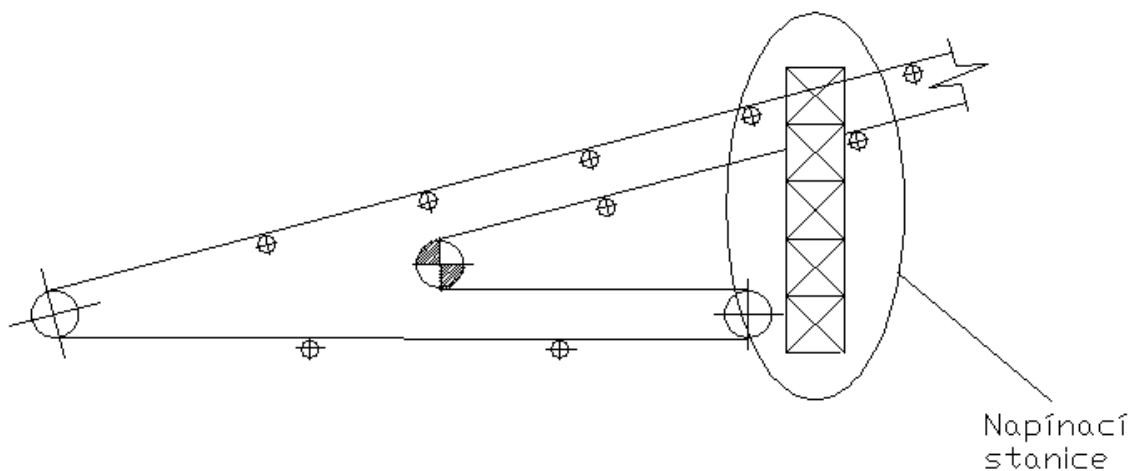


Obr. 24 : Graf vypočtených hodnot

Vyhodnocení těchto 3 způsobů prodloužení pásu:

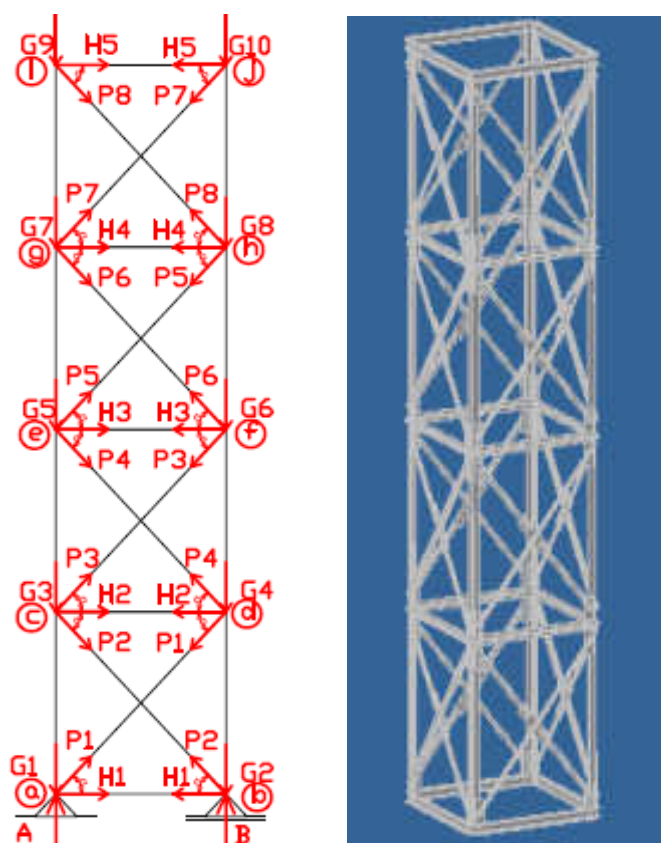
K nejmenšímu prodloužení pásu dojde při chodu naprázdno, což je pochopitelné, a to z důvodu nezatížení pásu dopravovaným materiálem.

7 Pevnostní kontrola svislé napínací části (věže)



Obr. 25 : Svislá napínací stanice (věž)

7.1 Výpočet sil v jednotlivých styčnících



Obr. 26 : Určení jednotlivých styčníků

$$\alpha=48^\circ$$

$$\text{U profil: } G = m \cdot g = 10 \cdot 1,6 = \underline{17} \quad [N] \quad [7.1]$$

$$\text{L profil: } G = m \cdot g = (3,8 \cdot 1,6) \cdot 2 = \underline{12} \quad [N] \quad [7.2]$$

Určení reakce A a B:

$$\begin{aligned}\Sigma F_{yA} = 0 &\Rightarrow A - G_1 - G_3 - G_5 - G_7 - G_9 = 0 \Rightarrow A_y = G_1 + G_3 + G_5 + G_7 + G_9 \\ A_y &= 8,5 + 6 + 6 + 6 + 8,5 \\ \underline{\underline{A_y = 35 \quad [N]}}\end{aligned} \quad [7.3]$$

$$\begin{aligned}\Sigma F_{yB} = 0 &\Rightarrow B - G_2 - G_4 - G_6 - G_8 - G_{10} = 0 \Rightarrow B_y = G_2 + G_4 + G_6 + G_8 + G_{10} \\ B_y &= 8,5 + 6 + 6 + 6 + 8,5 \\ \underline{\underline{B_y = 35 \quad [N]}}\end{aligned} \quad [7.4]$$

$$\Sigma F_{celk} = 0 \Rightarrow B - G_2 - G_4 - G_6 - G_8 - G_{10} + A - G_1 - G_3 - G_5 - G_7 - G_9 = 0 \quad [7.5]$$

$$\Sigma M_B = 0 \Rightarrow (A - G_1 - G_3 - G_5 - G_7 - G_9) \cdot b = 0 \quad [7.6]$$

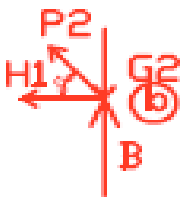
Styčnick a: - určíme H_1 , P_1



$$\begin{aligned}\Sigma F_{ix} = 0 &: A_x + H_1 + P_1 \cdot \cos \alpha = 0 \Rightarrow H_1 = -P_1 \cdot \cos \alpha \\ H_1 &= 36 \cdot \cos 48^\circ \\ \underline{\underline{H_1 = 24 \quad [N]}}\end{aligned} \quad [7.7]$$

$$\begin{aligned}\Sigma F_{iy} = 0 &: A_y + P_1 \cdot \sin \alpha - G_1 = 0 \Rightarrow P_1 = \frac{G_1 - A_y}{\sin \alpha} \\ P_1 &= \frac{8,5 - 35}{\sin 48^\circ} \\ \underline{\underline{P_1 = -36 \quad [N]}}\end{aligned} \quad [7.8]$$

Styčnick b: - určíme P_2



$$\Sigma F_{ix} = 0 : -H_1 - P_2 \cdot \cos \alpha + B_x = 0 \quad [7.9]$$

$$\Sigma F_{iy} = 0 : P_2 \cdot \sin \alpha + B_y - G_2 = 0 \Rightarrow P_2 = \frac{G_2 - B_y}{\sin \alpha}$$

$$P_2 = \frac{8,5 - 35}{\sin 48^\circ} \quad [7.10]$$

$$\underline{\underline{P_2 = -36 \text{ [N]}}}$$

Styčník c: - určíme H_2 , P_3



$$\Sigma F_{ix} = 0 : H_2 + P_3 \cdot \cos \alpha + P_2 \cdot \cos \alpha = 0 \Rightarrow H_2 = -P_3 \cdot \cos \alpha - P_2 \cdot \cos \alpha$$

$$H_2 = 28 \cdot \cos 48^\circ + 36 \cdot \cos 48^\circ \quad [7.11]$$

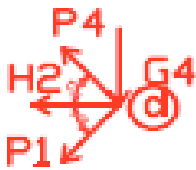
$$\underline{\underline{H_2 = 43 \text{ [N]}}}$$

$$\Sigma F_{iy} = 0 : P_3 \cdot \sin \alpha - P_2 \cdot \sin \alpha - G_3 = 0 \Rightarrow P_3 = \frac{P_2 \cdot \sin \alpha + G_3}{\sin \alpha}$$

$$P_3 = \frac{-36 \cdot \sin 48^\circ + 6}{\sin 48^\circ} \quad [7.12]$$

$$\underline{\underline{P_3 = -28 \text{ [N]}}}$$

Styčník d: - určíme P_4



$$\Sigma F_{ix} = 0 : -P_4 \cdot \cos \alpha - P_1 \cdot \cos \alpha - H_2 = 0 \quad [7.13]$$

$$\Sigma F_{iy} = 0 : -P_1 \cdot \sin \alpha + P_4 \cdot \sin \alpha - G_4 = 0 \Rightarrow P_4 = \frac{P_1 \cdot \sin \alpha + G_4}{\sin \alpha}$$

$$P_4 = \frac{-36 \cdot \sin 48^\circ + 6}{\sin 48^\circ} \quad [7.14]$$

$$\underline{\underline{P_4 = -28 \text{ [N]}}}$$

Styčník e: - určíme H_3 , P_5



$$\Sigma F_{ix} = 0 : P_4 \cdot \cos \alpha + P_5 \cdot \cos \alpha + H_3 = 0 \Rightarrow H_3 = -P_4 \cdot \cos \alpha - P_5 \cdot \cos \alpha$$

$$H_3 = 28 \cdot \cos 48^\circ + 20 \cdot \cos 48^\circ$$

[7.15]

$$\underline{\underline{H_3 = 32 \quad [N]}}$$

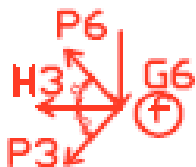
$$\Sigma F_{iy} = 0 : -P_4 \cdot \sin \alpha + P_5 \cdot \sin \alpha - G_5 = 0 \Rightarrow P_5 = \frac{P_4 \cdot \sin \alpha + G_5}{\sin \alpha}$$

$$P_5 = \frac{-28 \cdot \sin 48^\circ + 6}{\sin 48^\circ}$$

[7.16]

$$\underline{\underline{P_5 = -20 \quad [N]}}$$

Styčník f: - určíme P_6



$$\Sigma F_{ix} = 0 : -P_6 \cdot \cos \alpha - P_3 \cdot \cos \alpha - H_3 = 0$$

[7.17]

$$\Sigma F_{iy} = 0 : -P_3 \cdot \sin \alpha + P_6 \cdot \sin \alpha - G_6 = 0 \Rightarrow P_6 = \frac{P_3 \cdot \sin \alpha + G_6}{\sin \alpha}$$

$$P_6 = \frac{-28 \cdot \sin 48^\circ + 6}{\sin 48^\circ}$$

[7.18]

$$\underline{\underline{P_6 = -36 \quad [N]}}$$

Styčník g: - určíme H_4 , P_7



$$\Sigma F_{ix} = 0 : P_6 \cdot \cos \alpha + P_7 \cdot \cos \alpha + H_4 = 0 \Rightarrow H_4 = -P_6 \cdot \cos \alpha - P_7 \cdot \cos \alpha$$

$$H_4 = 36 \cdot \cos 48^\circ + 28 \cdot \cos 48^\circ$$

[7.19]

$$\underline{\underline{H_4 = 43 \quad [N]}}$$

$$\Sigma F_{iy} = 0 : -P_6 \cdot \sin \alpha + P_7 \cdot \sin \alpha - G_7 = 0 \Rightarrow P_7 = \frac{P_6 \cdot \sin \alpha + G_7}{\sin \alpha}$$

$$P_7 = \frac{-36 \cdot \sin 48^\circ + 6}{\sin 48^\circ}$$

$$\underline{\underline{P_7 = -28 \text{ [N]}}}$$
[7.20]

Styčník h: - určíme P_8



$$\Sigma F_{ix} = 0 : -P_5 \cdot \cos \alpha - P_8 \cdot \cos \alpha - H_4 = 0$$
[7.21]

$$\Sigma F_{iy} = 0 : -P_5 \cdot \sin \alpha + P_8 \cdot \sin \alpha - G_8 = 0 \Rightarrow P_8 = \frac{P_5 \cdot \sin \alpha + G_8}{\sin \alpha}$$

$$P_8 = \frac{-20 \cdot \sin 48^\circ + 6}{\sin 48^\circ}$$

$$\underline{\underline{P_8 = -28 \text{ [N]}}}$$
[7.22]

Styčník i: - určíme H_5



$$\Sigma F_{ix} = 0 : P_8 \cdot \cos \alpha + H_5 = 0 \Rightarrow H_5 = -P_8 \cdot \cos \alpha$$

$$H_5 = 28 \cdot \cos 48^\circ$$

$$\underline{\underline{H_5 = 19 \text{ [N]}}}$$
[7.23]

$$\Sigma F_{iy} = 0 : -P_8 \cdot \sin \alpha - G_9 = 0$$
[7.24]

Styčník j:

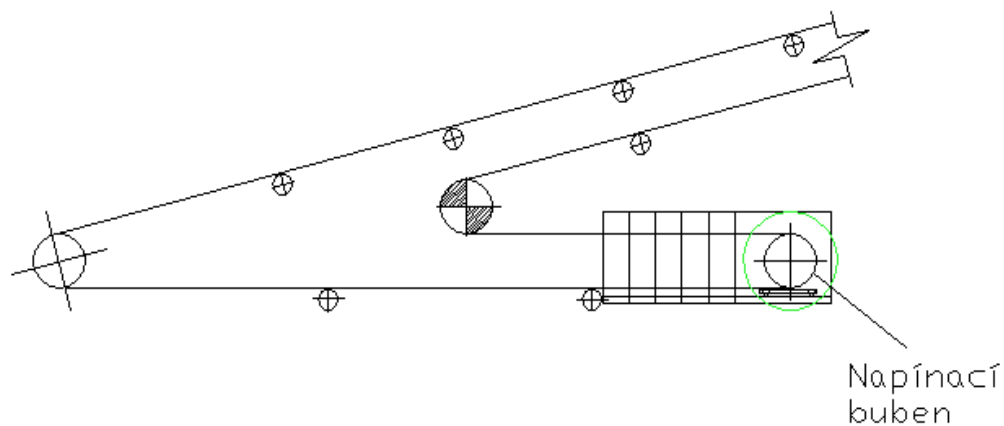


$$\Sigma F_{ix} = 0 : -P_7 \cdot \cos \alpha - H_5 = 0$$
[7.25]

$$\Sigma F_{iy} = 0 : -P_7 \cdot \sin \alpha - G_{10} = 0$$
[7.26]

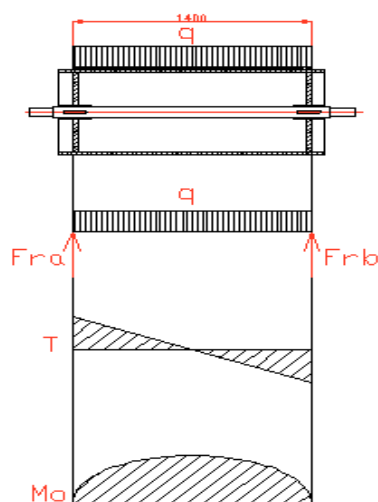
8 Pevnostní výpočet napínacího bubnu a volba lana

8.1 Pevnostní výpočet napínacího bubnu



Obr. 27 : Schéma dopravníku s napínacím bubnem

8.1.1 Kontrola napínacího bubnu na ohyb



Obr. 28 : Vnitřní silové účinky bubnu

- plášť napínacího bubnu:

Materiál ocel 11 700 – $\sigma_{\text{odov}} = 80$ až 95 MPa, volím 90 MPa

[4]

- velikost spojitého namáhání q

$$q = \frac{F}{B}$$

$$q = \frac{93200}{1,4}$$

$$\underline{\underline{q = 66572 \text{ [N/m]}}}$$

[7.30]

- velikost reakčních sil F_{RA} a F_{RB}

$$T : F_{RA} + F_{RB} - (q \cdot B) = 0$$

$$M_{OA} : -(q \cdot B \cdot 0,7) + (F_{RB} \cdot 1,4) = 0$$

$$F_{RB} = \frac{q \cdot B \cdot 0,7}{1,4}$$

$$F_{RB} = \frac{66572 \cdot 1,4 \cdot 0,7}{1,4}$$

$$\underline{\underline{F_{RB} = 46600 \quad [N]}}$$

[7.31]

$$F_{RA} = (q \cdot B) - F_{RB}$$

$$F_{RA} = (66572 \cdot 1,4) - 46600$$

$$\underline{\underline{F_{RA} = 46600 \quad [N]}}$$

- modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot (0,63^4 - 0,616^4)}{32 \cdot 0,63}$$

$$\underline{\underline{W_o = 2,11 \cdot 10^{-3} \quad [m^3]}}$$

[7.32]

- napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{RB} \cdot 1,4 \cdot 1,2}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{78288}{2,11 \cdot 10^{-3}}$$

$$\underline{\underline{\sigma_o = 37,1 \quad [MPa]}}$$

[7.33]

Kontrola: $\underline{\underline{\sigma_o \leq \sigma_{OdoV} \Rightarrow 37,1 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje}}}$

- posouzení bezpečnosti bubnu v ohybu

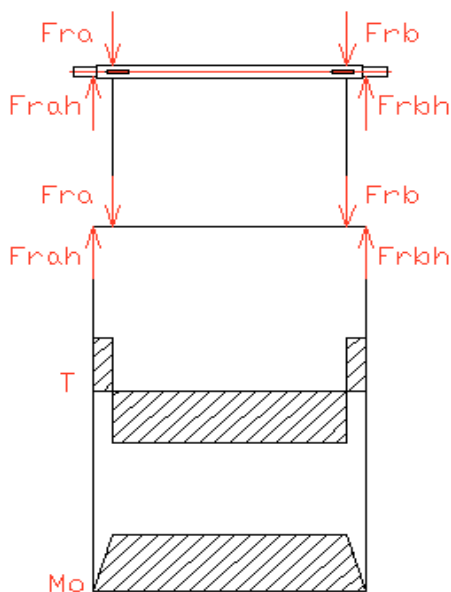
$$k_o = \frac{\sigma_{OdoV}}{\sigma_o}$$

$$k_o = \frac{90}{37,1}$$

$$\underline{\underline{k_o = 2,43 \quad [-]}}$$

[7.34]

8.1.2 Kontrola hřídele napínacího bubnu na ohyb



Obr. 29 : Vnitřní silové účinky hřídele

Materiál hřídele: ocel 12 050 – $\sigma_{\text{odov}} = 80$ až 105 MPa, volím 90 MPa [4]

- velikost reakčních sil F_{RAh} a F_{RBh}

$$T : -F_{RAh} + F_{RA} + F_{RB} - F_{RBh} = 0$$

$$M_{OA} : F_{RA} \cdot 0,2 + F_{RB} \cdot 1,8 - F_{RBh} \cdot 2 = 0$$

$$F_{RBh} = \frac{F_{RA} \cdot 0,2 + F_{RB} \cdot 1,8}{2}$$

$$F_{RBh} = \frac{46600 \cdot 0,2 + 46600 \cdot 1,8}{2}$$

$$\underline{\underline{F_{RBh} = 46600 \text{ [N]}}}$$

[7.35]

$$F_{RAh} = F_{RA} + F_{RB} - F_{RBh}$$

$$F_{RAh} = 46600 + 46600 - 46600$$

$$\underline{\underline{F_{RAh} = 46600 \text{ [N]}}}$$

- kontrola hřídele na ohyb v nebezpečném místě (v místě působení F_{RAh})

$$\sigma_o = \frac{F_{RA} \cdot (0,2 - 0,2) + F_{RB} \cdot (1,8 - 0,2) - F_{RBh} \cdot (2 - 0,2) + F_{RAh} \cdot 0,2}{\frac{\pi \cdot D^3}{32}}$$

$$\sigma_o = \frac{46600 \cdot (0,2 - 0,2) + 46600 \cdot (1,8 - 0,2) - 46600 \cdot (2 - 1,8) + 46600 \cdot 0,2}{\frac{\pi \cdot 0,08^3}{32}}$$

[7.36]

$$\underline{\underline{\sigma_o = 14,8 \text{ [MPa]}}}$$

Kontrola: $\sigma_o \leq \sigma_{O_{dov}} \Rightarrow 14,8 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$

- posouzení bezpečnosti hřídele v ohybu

$$\begin{aligned}k_o &= \frac{\sigma_{O_{dov}}}{\sigma_o} \\k_o &= \frac{90}{14,8} \\k_o &= 6,08 \quad [-]\end{aligned} \quad [7.37]$$

8.2 Výpočet a volba napínacího lana

$$\begin{aligned}F_{\max} &= \frac{Q \cdot g}{2 \cdot n \cdot \eta_k} \\F_{\max} &= \frac{700 \cdot 9,81}{2 \cdot 3 \cdot 0,98} \quad n - \text{počet kladek} [-] \\F_{\max} &= 1168 \quad [N]\end{aligned} \quad [7.27]$$

Minimální průměr lana:

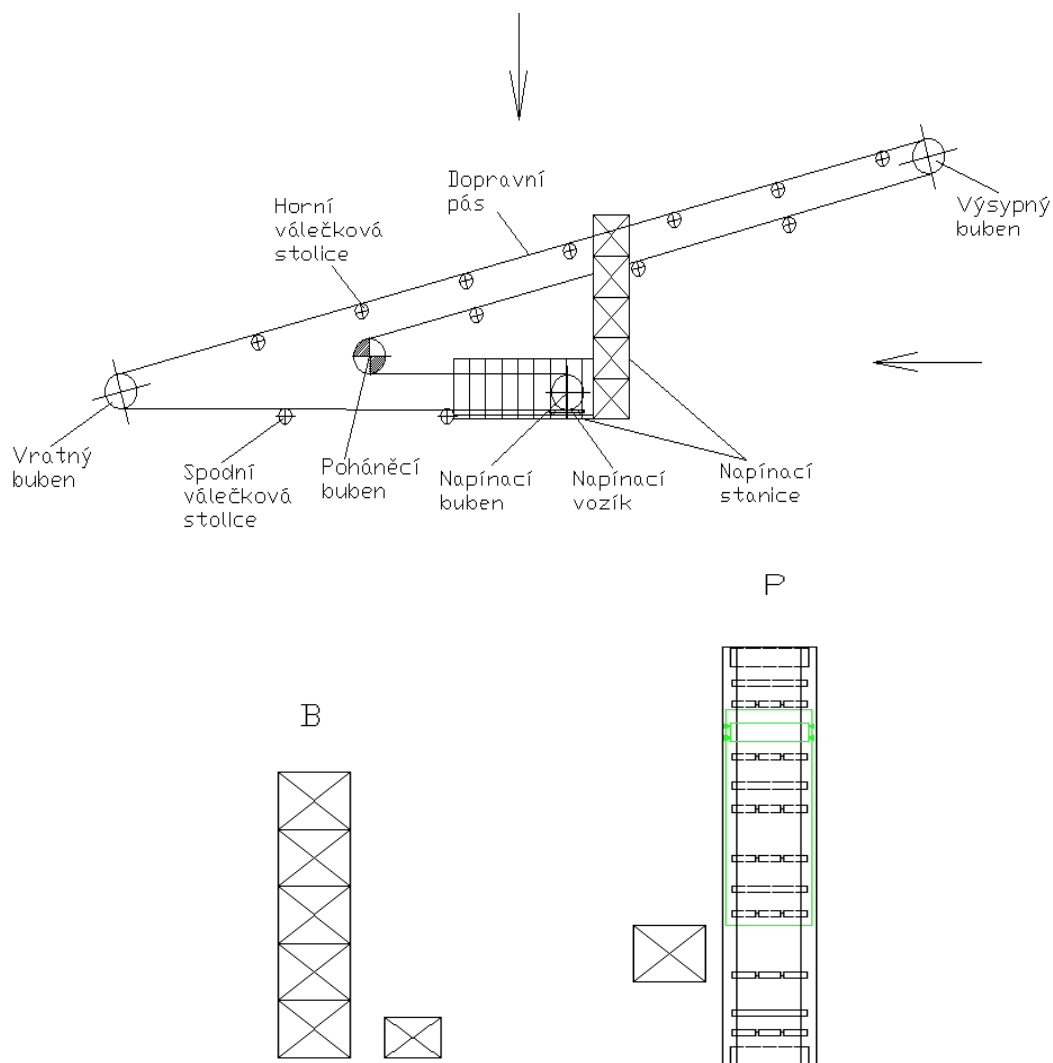
$$\begin{aligned}d_{\min} &= C \cdot \sqrt{F_{\max}} \\d_{\min} &= 0,085 \cdot \sqrt{1168} \\d_{\min} &= 2,9 \quad [mm]\end{aligned} \quad [7.28]$$

Dle ČSN O2 4322 volím lano o průměru 5 mm. Pevnost zvoleného lana je 1270 kN.

$$\begin{aligned}F_{dov} \geq F_{\max} &\Rightarrow \frac{P}{k} \geq F_{\max} \Rightarrow \frac{1270 \cdot 10^3}{4,1} \geq 1168 \\310 \text{ kN} &\geq 1168 \text{ N} \Rightarrow \text{vyhovuje}\end{aligned} \quad [7.29]$$

k – součinitel bezpečnosti, pro lana kladkostrojů 4,1

9 Technologický popis



Obr. 30 : Pohled na napínací stanici

Pásový dopravník přepravuje uhlí o maximální zrnitosti 100 mm na vzdálenost 320 m a při převýšení 45 m. Materiál je nasypan na pás přes násypku, která je součástí dopravníku. Dopravní výkon je 1000 t/hod. Pro dopravu uhlí je zvolen pás šířky 1400 mm s textilními vložkami od firmy Matador. Podél celého dopravníku je vedeno bezpečnostní lanko, kterým lze okamžitě vypnout dopravník (např. nehoda, úraz). Nosnou větev tvoří válečková stolice a to horní tříválečková s roztečí 1 m a spodní tvoří jednoválečková s roztečí 3 m. Odstranění materiálu z pásu je prováděno samovolně přes výsypný buben do výsypky. Na dopravníku je instalován vnější čistič pásu těsně za výsypným bubnem na vratné větvi. Konstrukce dopravníku je vytvořena z profilů a celá konstrukce je upevněna pomocí sloupů, které jsou rovněž tvořeny z profilů a ukotveny pevně do země. Poháněcí stanice dopravníku je umístěna v prvních 100 m tratě.

Napínací zařízení dopravníku je voleno závažové a skládá se ze dvou částí a to z části vodorovné a z části svislé. Vodorovná část je tvořena z profilů, na kterých je po stranách instalované bezpečnostní krytování a pohybuje se v ní napínací vozík, na kterém je umístěn napínací buben.

Pohyb tohoto vozíku je na principu napínání lana, které jde přes několik kladek až do svislé části, která má také soustavu kladek.

Svislá část se skládá také z normalizovaných profilů. V této části je umístěna nádoba, která má v horní části otvor a tímto otvorem se plní (např. pískem) a to za účelem zatížení.

10 Závěr

Výsledkem této diplomové práce je konstrukční návrh pásového dopravníku a jeho napínacího zařízení dle požadavků zadání a vedoucího mé diplomové práce. Zpracování technické a výkresové dokumentace je voleno tak, aby odpovídalo určeným požadavkům.

Toto napínací zařízení je součástí pásového dopravníku a proto jsem v úvodu diplomové práce toto dopravní zařízení a jeho nejhlavnější části popsal.

V další kapitole jsem řešil samotnou volbu napínání pásu. Mohl jsem uvažovat o jiných variantách, které jsem v této práci popsal, ale dle zadání jsem se držel již právě zvoleného systému napínání, a to napínání pomocí zařízení (skládá se z vodorovné a svislé části) umístěného pevně na zemi podél pásového dopravníku. Ve vodorovné části je napínací vozík, na kterém je umístěn buben, který je pomocí lana a soustavy kladek uváděn do pohybu.

Dále jsem provedl dle zadaných parametrů výpočet pásového dopravníku dle příslušné normy. Tímto výpočtem jsem určil vhodné prvky dopravní trasy a dále jsem zvolil pohon s dostatečným výkonem k překonání všech pohybových odporů. Poté jsem dle graficko-početní metody určil síly tahové a to v každém úseku dopravního pásu a výsledky těchto sil zakreslil do příslušného grafu.

Následně jsem provedl výpočet prodloužení dopravního pásu a to pro 3 způsoby, které mohou nastat. Nejmenší prodloužení nastalo při režimu naprázdno.

Poslední část obsahuje konstrukční výpočet svislé části napínací stanice, pomocí styčnickové metody, výpočet a volba lana a také pevnostní výpočet napínacího bubnu a hřídele.

Díky této práci jsem se setkal se způsobem napínání, o kterém jsem v předešlé době neslyšel a poznal tak další problematiku u pásových dopravníků.

Seznam použité literatury

- [1] ČSN ISO 5048 – Výpočet pásového dopravníku
- [2] Dražan F., Jeřábek K.: Manipulace s materiálem
- [3] Jasaň V.: Teória a stavba dopravníkov
- [4] Leinveber J., Řasa J., Vávra P.: Strojnické tabulky
- [5] www.transroll.cz
- [6] www.se-mi.cz
- [7] www.matador.sk
- [8] www.tesaco.cz
- [9] www.flexco.cz
- [10] www.nord.com

Seznam příloh

Katalogové listy pro volbu poháněcí stanice

Výkresová část:

CIH041-01-OO DOPRAVNÍ SYSTÉM

CIH041-02-O1 NAPÍNACÍ STANICE-VODOROVNÁ ČÁST

CIH041-03-O2 NAPÍNACÍ STANICE-SVISLÁ ČÁST